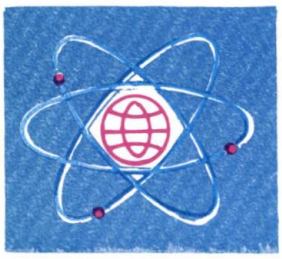
E2039

seria A

ianuarie - februarie 1995

energetica

1



fecne sa

SOCIETATEA COMERCIALĂ DE FABRICAȚIE A ECHIPAMENTELOR PENTRU CENTRALE NUCLEAROELECTRICE S.A.

♦ **Întrunim cerințele dv. pentru producția de echipament greu, dispunînd de capacitate tehnică de proiectare și de dotare tehnică adecvată**

♦ **Dispunem de autorizări specifice pentru execuție de utilaje din domeniile: ENERGETICĂ CLASICĂ ȘI NUCLEARĂ, TERMOFICARE, CHIMIE ȘI PETROCHIMIE, INDUSTRIA CIMENTULUI , METALURGIE , CONSTRUCȚII INDUSTRIALE.**

♦ **Asigurăm asistență tehnică, reparații,prestări servicii**

♦ **Livrăm prompt produse de calitate: schimbătoare de căldură și vase sub presiune pentru toate domeniile de activitate, coloane de sinteză, cuptoare, laminoare, mori de ciment, rezervoare, construcții metalice - produse rezistente la coroziune realizate din materiale inoxidabile, înalt sau slab aliate, oțel carbon, aliaje neferoase.**

♦ **Asigurăm transportul și pentru produsele de mare tonaj și agabaritice.**

♦ **Suntem pregătiți pentru colaborarea cu dv.**

HAVE YOU GOT A SPECIAL COMPLEX DESIGN FOR A UNIQUE APPLICATION ? IS IT ONE PIECE OF HEAVY EQUIPMENT ONLY ?WE CAN SUPPLY THE BEST OF IT.

Specially designed to meet world level requirements, FECNE has the most technically advanced equipment for manufacturing heavy equipment based on extremely complex design and special materials.

In the chemical, petrochemical, nuclear, metallurgical and structural materials industries any special design such as pressure vessels, heat exchangers, synthesis columns, toxic and corrosive environment resistant tanks, electric furnaces, rolling mills, rotary mills and burning ovens, heavy metallic construction, will find the best quality and delivery schedule.

Sos. Berceni Nr. 104 sector 4, Cod: 75632,
Telephone: 401/6836279,Fax: 401/6836148
Telex: 10243 imgbr
BUCHAREST - ROMANIA

MAGYAR ORSZÁGOS MŰSZAKI INFORMÁCIÓS KÖZPONTI ÉS KÖNYVTÁR 1883

ENERGETICA

REVISTA DE SPECIALITATE
A ENERGETICIENILOR
DIN ROMÂNIA

ANUL 43 | Nr.1, SERIA A | IANUARIE - FEBRUARIE 1995

ISSN 1220 - 5133

Număr special "Perspectivele energeticii nucleare în România"

Revista ENERGETICA a fost înfiinţată în anul 1953, continuînd tradiţia vechilor publicaţii inginereşti care au avut preocupări în domeniul energiei ca de exemplu:

- Diaru pentru vulgarizarea ştiinţeloru naturale şi fizice (1870 - 1882);

- Buletinul Societăţii Politehnice (1887 - 1944);

- Buletinul Asociaţiei Generale a Inginerilor din România - AGIR (1919 - 1946);

- ENERGIA, editată de ing. Dumitru Leonida (1921);

- Buletinul Asociaţiei Producătorilor şi Distribuitorilor de Energie Electrică - APDE (1932 - 1944);

- Buletinul Institutului Român de Energie - IRE (1933 - 1944)

Opiniile exprimate în articolele publicate în revista ENERGETICA aparţin autorilor acestora.

Orice reproducere integrală sau parţială, prin indiferent ce procedeu, a materialelor apărute în revista ENERGETICA poate fi făcută numai cu aprobarea biroului de redacţie. Sînt autorizate numai citările destinate lucrărilor ştiinţifice şi volumelor în care acestea sînt inserate .

Revista apare alternativ în două serii :

- seria A, care tratează probleme de surse de energie, conversie de energie, poluare a mediului înconjurător, utilizare a căldurii etc.;

- seria B, care tratează probleme electrice, inclusiv ale centralelor electrice, staţiilor electrice, ale liniilor de transport şi distribuţie a energiei electrice , sisteme electroenergetice etc.

Fiecare serie are 6 numere pe an .

CUPRINS

FLORIN ALEXE: Masă rotundă "Aplicaţii energetice ale tehnologiilor nucleare" 3 - 4

MARIUS PECULEA : Tehnologia românească pentru separarea apei grele 5 - 16

GEORGHE BARARIU, ION DURDUN : Strategia de gestionare a deşeurilor radioactive provenite din energetica nucleară şi particularităţi geologice de depozitare a acestor deşeuri în România 17 - 23

VIOREL ŞERBAN, MIHAI ALEXANDRU CHIRIŢĂ, MARIAN ANDRONE, CONSTANTIN ALEXANDRU, CAMELIA CIUCĂ, JANINA BĂDARA, CARMEN ALEXANDRU: Evaluarea încărcărilor dinamice date de regimurile tranzitorii de curgere a fluidelor în sisteme de conducte şi dispozitive de reducere a încărcărilor şi efectelor lor 24 - 32

FLORIN ALEXE, NICUŞOR TRANĂ, DORIN FLOREA: Metodologii, algoritmi şi programe de calcul pentru modelarea circuitului termic la U1 FCN Cernavodă în vederea optimizării exploatării 33 - 39

ISTORIA ENERGETICII

PETRU COLUMBEANU : Prima lucrare românească în care se tratează problemele de ansamblu ale energeticii 40 - 41

DIN ENERGETICA ROMÂNEASCĂ. DOCUMENTARE

PAUL CARTIANU: Lucrări de referinţă în energetică 41 - 42

RECENZII

CĂLIN MIHĂILEANU: World Energy Council: **"New Renewable Energy Resources - A Guide to the Future"** 42 - 43

Walt Patterson: **"Power from the Plants. The Global Implications of New Technologies for Electricity from Biomass** 43 - 44

INFORMAŢII

ANTON ROŞU: Aplicarea sistemului internaţional al unităţilor de măsură 45

INVENŢII

PETRE IOANA POLESCU, AMALIA IOANA POLESCU: Diagrame cinematice originale de injecţiei selectivd de materiale plastice - o tehnică modernă şi originală de fabricaţie a maselor plastice, experimentată în ICEMENERG 46 - 48

DE PERSONIS 49

Our review publishes ADVERTISMENTS for your PRODUCTS, TECHNOLOGIES, SERVICES, etc.

Please, contact us at the address:
Revista ENERGETICA
ICEMENERG, B-dul Energeticienilor nr.8,
Bucureşti III, RO 79619
Phone : (401)322 06 92 ; (401)321 69 66/251
Fax: (401)321 10 10
Telex: 10783

COLEGIUL DE REDACŢIE

BIROUL: dr . ing. Eugeniu PAVEL - preşedinte, redactor-şef; dr. ing. Jean CONSTANTINESCU - redactor-şef adjunct; prof. dr. ing. Dumitru Cezar IONESCU - redactor-şef adjunct; ing. Vasile RUGINĂ - secretar de redacţie; ing. Radu OPINCARU - reprezentant RENEL; ing. Ion CONECINI; ing. VLADIMIR CONSTANTINESCU; prof. dr. ing. Virgil MUŞATESCU ; ing. Nicolae NICULESCU; ing. Mihai NICOLAU - reprezentant ICEMENERG; dr. ing. Ioan GANEA

MEMBRI: conf. dr. ing. Florin ALEXE; prof. dr. ing. Victor ATHANASOVICI; conf. dr. ing. Adrian BADEA ; prof. dr. ing. Cornel BIANCHI; ing. Paul CARTIANU; ing. Mircea CÂRDU; ing. Marin CIOCĂNESCU; prof. dr. ing. Dorin CRISTESCU; dr. ing. Mihai CONSTANTINESCU; prof. dr. ing. Nicolae DĂNILĂ; ing. Alexandru FLORESCU; dr. ing.Laurenţiu GOIA; dr. ing.Dan GOLICIU ; prof dr. ing. Nicolae GOLOVANOV ; ing. Viorel GRIGORIU; prof. dr. ing. Dumitru IVAS; prof. dr. ing Aureliu LECA; dr. ing. Gheorghe LUCA; dr. ing. Magdalena MATEI; ing. Cornel MOŢIU; prof. dr. ing. Costin MOŢOIU ; prof. dr. ing. Constantin NEAGA; prof. dr. ing. Viorel NEGRU ; ing. Gheorghe NEGUŢ; conf. dr. ing. Valeriu NISTREANU; ing. Cornel PÂSLARU; prof. dr. ing. Alexandru POEATĂ; dr. ing. Marius POMÂRLEANU; prof. dr. ing. Florin POP; dr. ing. Teodor POPA; dr. ing. Anca POPESCU; ing. Constantin POPESCU; ing. Miron POPESCU; ing. Costin POPESCU; conf. dr. ing. Petre POSTOLACHE; dr. ing. Dan Ion PREDOIU; ing. Dan RACOVIŢAN; ing. Gabriel ROMAŞCU; ing. Anton ROŞU ; ing. Margarios SALGIAN ; ing. Mihai SĂNDULEAC; ing. Emilian SIMIAN;ing. Cristian TOTOLO; ing. Anton VLĂDESCU ; ing. Dinu VOINEA

Redactor : Ana Maria CHIVU

Coperta I - Centrala nuclearoelectrică Cernavodă

Redacţia şi administraţia: ICEMENERG, B-dul Energeticienilor nr.8, sector 3, CP 79619, Bucureşti
Telefon: (401)322 06 92; (401)321 69 66/251; Telex : 10783; Fax: (401)321 10 10

Tipărit la ICEMENERG

Masă rotundă

"APLICAŢII ENERGETICE ALE TEHNOLOGIILOR NUCLEARE"

În cadrul programului de manifestări "România 2020", Academia Română a organizat în dimineaţa zilei de 12.10.1994, în Aula Mare, o consfătuire cu tema "Perspectivele energeticii nucleare în România". Corelat cu aceasta, Comisia de Energetică a Academiei şi Colegiul de Redacţie al Revistei Energetica, au organizat, în după-amiaza aceleiaşi zile şi în dimineaţa zilei următoare, o masă rotundă intitulată "Aplicaţii energetice ale tehnologiilor nucleare". Tematica a cuprins un evantai larg de probleme: securitatea nucleară; radioprotecţie; gestiunea deşeurilor radioactive; tehnologii pentru producerea şi retratarea apei grele; combustibilul nuclear; probe preoperaţionale la CNE; inspecţii "in service"; mentenanţa şi exploatarea CNE; noi aplicaţii energetice ale tehnologiilor nucleare şi altele.

Au răspuns invitaţiei peste 40 de specialişti, care au propus spre dezbatere 12 lucrări, acoperind aproape integral tematica propusă. Lucrările au fost deschise de dl. prof.dr. ing. Gleb DRĂGAN, membru corespondent al Academiei, în calitate de gazdă şi preşedinte al comisiei pentru energetică, şi de dl. prof. dr. ing. Cezar IONESCU, decan al Facultăţii de Energetică din UPB, în calitate de redactor-şef adjunct al revistei Energetica. Au urmat prezentări, coreferate şi dezbateri pe grupe de lucrări înrudite ca tematică. Discuţiile au fost animate şi moderatorul, semnatarul acestor rînduri, a avut o sarcină dificilă, dar plăcută. Dintre numeroasele intervenţii şi idei apărute în discuţie am reţinut în continuare numai cîteva.

• Tehnologia românească de producere a apei grele a fost un succes ştiinţific şi o reuşită la scara pilot, dar a întîlnit dificultăţi tehnice în transpunerea la scara industrială. Ca urmare, producţia autohtonă nu poate asigura "umplerea" reactorului de la U1 FCNE Cernavodă, fiind necesar apelul la import. În continuare, necesarul de apă grea va scădea (trebuind să se acopere numai pierderile). Odată cu intrarea în funcţiune a U1 FCNE se va pune problema retratării apei grele în vederea redeuterării (îndepărtarea apei uşoare) şi detritierii (separarea tritiului care constituie un reziduu radioactiv, dar şi o materie primă în alte aplicaţii). Tehnologia propusă de ICSI se înscrie în tendinţele mondiale şi permite realizarea într-o instalaţie integrată a ambelor procese.

• Realizarea de echipamente şi soft pentru monitorizarea radiaţiilor, măsură, control, securitate nucleară şi radioprotecţie s-a înscris ca o preocupare de bază a ICN Piteşti, care realizează astăzi lanţuri complete pentru: fluxul de neutroni, radiaţii γ, aerosoli radioactivi, contaminarea suprafeţelor etc. Prelucrarea şi afişarea digitală, utilizînd tehnică de calcul compatibilă IBM-PC contribuie la reducerea preţului de cost şi la creşterea proceselor fiabilităţii. Pentru radiaţii γ s-au dezvoltat echipamente multifuncţionale de determinare simultană a debitului dozei, dozei integrate, activităţii sursei şi contaminării.

• Dezvoltarea durabilă a energeticii nucleare este dependentă de rezolvarea adecvată a problemelor legate de securitatea nucleară şi de gestiunea deşeurilor radioactive. Depozitarea pe termen lung a substanţelor radioactive în straturi geologice stabile este soluţia cea mai aplicată şi studiată în continuare. Combustibilul nuclear "ars" constituie un caz special, deoarece el poate fi considerat ca deşeu radioactiv, dar şi ca materie primă. Conţinutul în material fisionabil al combustibilului uzat din reactoarele nucleare PWR şi BWR este de peste 1,5 ori mai mare decît în uraniu natural, ceea ce permite eventuala folosire a acestui combustibil în reactoarele PHWR cu realizarea unor grade înalte de ardere. Chiar şi combustibilul "ars" în reactoarele PHWR (ce are un conţinut remanent foarte mic în material fisil) poate fi reciclat pentru separarea plutoniului. Incertitudinile actuale nu permit încă o

fundamentare a politicilor în domeniu pe termen foarte lung, dar opţiunile pe termen mediu sînt luate şi se află în curs de aplicare.

• Un grup de lucrări, abordează diferite aspecte legate de modelarea matematică a comportării echipamentelor termomecanice din CNE în regimuri nenominale, staţionare şi tranzitorii. Modelarea numerică permite experimentarea rapidă, fără riscuri (fapt deosebit de important pentru un obiectiv nuclear) şi în condiţii de cost extrem de scăzut a unor situaţii diverse de funcţionare normală sau anormală. Se pot urmări, în maniera dorită, fenomene şi procese a căror tratare în timp real este imposibilă sau prohibitivă (spre exemplu din cauza duratelor foarte scurte sau foarte lungi de desfăşurare). În plus, aplicarea pe scară largă a experimentului numeric reprezintă, pentru o ţară cu mijloace materiale limitate, o modalitate de cercetare accesibilă economic şi competitivă pe plan mondial.

În afara titlurilor reţinute şi publicate în numărul de faţă, s-au prezentat şi următoarele lucrări care, din păcate, nu au mai putut intra în spaţiul grafic al revistei. Cei interesaţi le pot consulta la autori sau la redacţie - în manuscris.

1. Cristescu, I., Cristescu, I., Constantin, T., Ştefănescu, I. (Institutul de Criogenie şi Separare Izotopică Rm. Vîlcea) - Tehnologii nepoluate de producere a apei grele

2. Ştefănescu, I., Constantin, T. (ICSI Rm. Vîlcea) - Instalaţii de reconcentrare şi detritiere a apei grele provenite de la reactoarele de tip CANDU

3. Oprea, I., Oprea, M., Stoica, M., Cerga, V., Pârvu, V., Badea, E. (Institutul de Cercetări Nucleare Piteşti) - Echipament multifuncţional de monitorizare radiaţii

4. Oprea, I., Oprea, M. (ICN Piteşti) - Contribuţii şi perspective privind realizarea echipamentelor pentru măsură, control şi securitate, pentru reactoarele nucleare şi radioprotecţie

5. Mărculescu, V. (FCNE Cernavodă) - Perspectivele CNE Cernavodă pentru anii 2010 - 2020

6. Andreescu, N. (Centrul de Inginerie Tehnologică pentru Obiective Nucleare) - Managementul combustibilului ars în centralele nucleare: opţiuni şi perspective

7. Dănilă, N. (Universitatea "Politehnica" Bucureşti), Domaşcu, G., Drăguşin, D. (Institutul de Studii şi Proiectări Energetice) - Modelarea procesului de variaţie a presiunii în rezervorul de alimentare, la declanşarea turbinei de 700 MW de la U1 FCNE Cernavodă

8. Brătianu, C.(U.P.B.), Florea, D. (Institutul de Cercetări şi Modernizări Energetice Bucureşti - ICEMENERG) - Analiza dinamicii fisurilor în echipamentele termoenergetice din CNE

9. Isbăşescu, M. (CITON) - Eroare şi risc în testele de garanţie la CNE

conf. dr. ing. FLORIN ALEXE

TEHNOLOGIA ROMÂNEASCĂ PENTRU SEPARAREA APEI GRELE

acad. MARIUS PECULEA*

Se prezintă concepţia ştiinţifică ce a stat la baza brevetului românesc R.S.R. nr.74088/1980, cu privire la tehnologia de separare a apei grele, formată prin cuplarea procesului de schimb izotopic biterm între apă şi hidrogen sulfurat, cu o distilare izotopică a apei sub vid. Se descrie schema tehnologică adoptată, alegerea numărului de etaje şi condiţiile optime de operare. Cu aceste date s-a determinat capacitatea unui modul de separare şi se explică diferenţa dintre capacitatea de proiect şi capacitatea reală. În final se prezintă un studiu comparativ al diferitelor soluţii tehnologice şi perspectiva lor.

There is presented the scientific basis of the modular heavy water separation plant based on dual-temperature isotopic exchange processes between water and hydrogen sulphide and the isotopic distillation of water under vacuum, solution protected by the romanian patent RSR Nr.74088/1980. There are described the adopted flow sheet, the choice of separation stage number and the determination of thermodynamical and isotopical operation parameters. Given to this data there is set down the modul capacity and explained the difference between the real output and the design capacity. The paper is concluded by a comparative study of the technological solutions and their perspective.

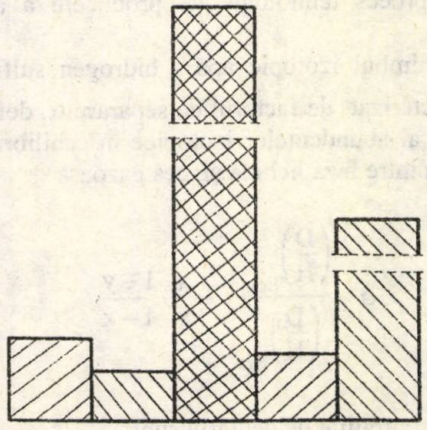
Descriptori : fabricare apă grea, centrale nucleare

Deuteriul, izotopul greu al hidrogenului, a fost pus în evidenţă în anul 1931 de Urey, care a şi reuşit să-l separe un an mai tîrziu.

Prima producţie industrială a deuteriului, sub formă de apă grea, s-a realizat în 1934, în Norvegia la Rjukan, la un nivel de 1,5 tone pe an, utilizând procesul de electroliză a apei.

Impulsul în dezvoltarea tehnologiilor de separare a apei grele s-a datorat celui de al doilea război mondial şi a avut la bază un studiu elaborat în SUA, în perioada 1940-1943, care a recomandat drept cel mai economic proces pentru industrializare schimbul izotopic apă-hidrogen sulfurat la două temperaturi (biterm). Studiul american, realizat la acea vreme, a rămas şi azi actual, demonstrat prin capacităţile instalate bazate pe diferite procese de separare (fig.1).

Tehnologia de separare a apei grele în România a fost adoptată în 1969 şi s-a bazat pe două procese, care au fost înseriate, şi anume : schimbul izotopic la două temperaturi (biterm) între apă şi hidrogenul sulfurat, pentru etajele de extracţie, şi distilarea izotopică sub vid a apei, pentru etajele de finisare. La baza alegerii, în principal, au stat următoarele criterii: existenţa



Capacitate, %	0,44	0,32	92	0,34	6,9
Proces	schimb H_2O/H_2	distilare H_2	schimb H_2O/H_2S	distilare H_2O	schimb NH_3/H_2
Număr de instalaţii	2	1	10	4	5

Fig. 1. Participarea proceselor a produselor industrializate de separare a apei grele.

* Academia Română

celei mai bogate experienţe industriale, utilizarea unor procese de separare de echilibru necatalizate, independenţa proceselor faţă de materia primă (apa), utilizarea de echipamente clasice realizabile în industria românească şi gradul de pregătire profesională a specialiştilor din cercetare şi proiectare.

În continuare se vor prezenta caracteristicile principale ale tehnologiei de separare a apei grele elaborate şi realizate în România, cu referire la dimensionarea instalaţiilor în funcţie de procesul propriu-zis de separare, asigurarea capacităţii de producţie, evaluarea comparativă a tehnologiei elaborate şi perspective.

Procesul de separare izotopică

Tehnologia de separare a apei grele se bazează pe două procese, în cascadă şi înseriate, unul de schimb izotopic utilizat pentru extragerea deuteriului din apă şi altul de distilare, pentru finisare şi concentrare finală.

Problema majoră a fost pusă de procesul de schimb izotopic apă-hidrogen sulfurat, care reprezintă mai mult de 90 % din volumul şi consumul de energie al întregii tehnologii şi care are o schemă mai puţin uzuală, bazându-se pe un pricipiu de separare la două temperaturi (biterm). În continuare va fi discutat doar acest proces, distilarea fiind o tehnologie bine cunoscută, care reprezintă un volum de instalaţie doar de 10 %, care însă nu-i diminuează cu nimic importanţa în întregul proces tehnologic de producere a apei grele.

Schimbul izotopic apă - hidrogen sulfurat este caracterizat de factorul de separare α, definit ca raport al abundenţelor izotopice în echilibru la interfaţa dintre faza lichidă şi cea gazoasă

$$\alpha = \frac{\left(\frac{D}{H}\right)_{lichid}}{\left(\frac{D}{H}\right)_{gaz}} = \frac{x}{y}\cdot\frac{1-y}{1-x} \qquad (1)$$

unde concentraţiile de deuteriu sunt

$$x = \left(\frac{D}{H+D}\right)_{lichid}$$
$$y = \left(\frac{D}{H+D}\right)_{gaz} \qquad (2)$$

Factorul de separare α variază cu temperatura, respectiv valoarea lui creşte odată cu scăderea temperaturii (fig.2).

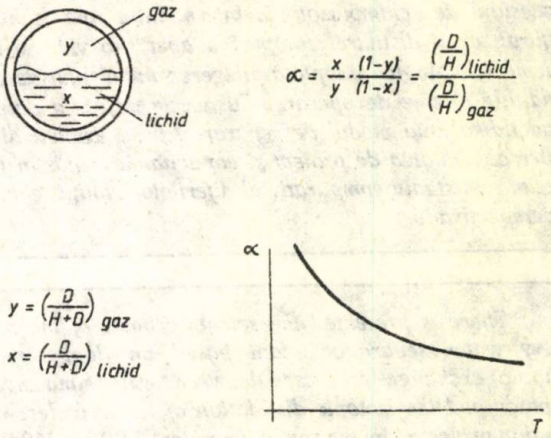


Fig. 2. Variaţia factorului de separare α cu temperatura.

Această comportare stă la baza procesului de separare izotopică la două temperaturi.

Instalaţia de separare este formată din două coloane, una operată la temperatura T_R, coloana rece, şi una la temperatura T_C, coloana caldă, reprezentate schematic în figura 3. Coloana de separare propriu-zisă este coloana rece, unde apa care o alimentează, cu debitul F şi concentraţia (naturală) x_F, este îmbogăţită treptat în deuteriu,

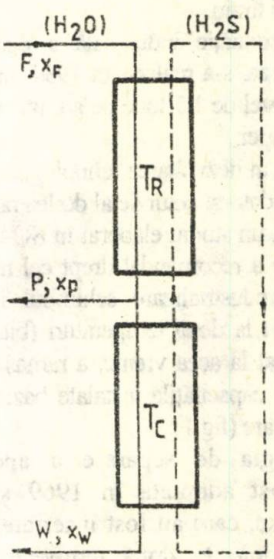


Fig. 3. Schema de principiu a procesului de schimb izotopic biterm H_2O-H_2S: F - alimentare; P - produs; W - deşeu; T_R - coloana rece; T_C - coloana caldă.

pe seama hidrogenului sulfurat, care curge în contracurent. La baza coloanei reci se extrage produsul îmbogăţit izotopic P, cu concentraţia $x_P > x_F$. Partenerul de schimb izotopic este hidrogenul sulfurat de concentraţie izotopică ridicată, îmbogăţit în coloana caldă, care are rol de refluxor. Acest lucru este posibil datorită schimbării valorii factorului de separare în funcţie de temperatură, transferul de deuteriu putând fi dirijat ca sens în coloana rece, de la gaz la lichid,şi invers în coloana caldă după reacţia:

$$H_2O + HDS \underset{T_C}{\overset{T_R}{\rightleftharpoons}} HDO + H_2S \qquad (3)$$

Valorile factorilor de separare în cele două coloane fiind diferite, $\alpha_R > \alpha_C$, rezultă că la capetele coloanelor şi concentraţiile vor fi diferite, respectiv $x_F > x_W$, ceea ce face posibilă extracţia unui concentrat, care ţine cont de cele două relaţii de bilanţ:

$$\begin{aligned} F &= P + W \\ Px_P &= F \cdot x_F - W \cdot x_W \end{aligned} \qquad (4)$$

unde W şi x_W sunt debitul şi concentraţia deşeului. Aşa cum se poate urmări în figura 3, apa circulă în sistem deschis, în timp ce hidrogenul sulfurat circulă în circuit închis.

O instalaţie la două temperaturi este caracterizată de gradul de extracţie al izotopului, definit de raportul

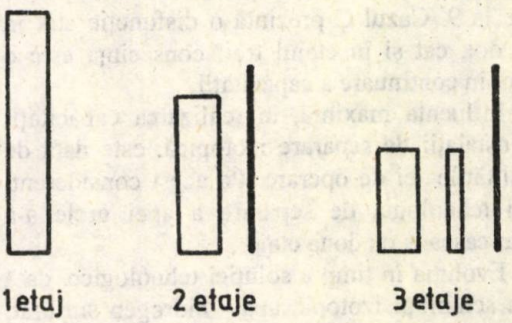
$$\eta = \frac{Px_P}{Fx_F} = 1 - \frac{W \cdot x_W}{F \cdot x_F}, \qquad (5)$$

care în condiţii simplificatoare, valabile pentru $x \ll 1$; $y \ll 1$ şi $P \ll F$, care sînt valabile pentru primul etaj de separare, permit scrierea relaţiei (5) sub forma:

$$\eta_M = 1 - \frac{x_W}{x_F} = 1 - \frac{\alpha_C}{\alpha_R} \qquad (6)$$

şi reprezintă gradul de extracţie maxim al unei instalaţii biterme, operată la echilibru. Din relaţia (6) rezultă că pentru o instalaţie de separare izotopică la două temperaturi (bitermă), gradul de exctracţie, respectiv producţia de izotop, sunt proporţionale cu diferenţa de temperatură dintre coloanele rece şi caldă.

Schema din figura 3 reprezintă un etaj de separare, care prin cascadare poate fi optimizat economic. Astfel, pentru realizarea aceleiaşi performanţe, capacitate şi separare, volumul şi zestrea izotopică a instalaţiei prezintă variaţia ilustrată în figura 4, în funcţie de numărul de etaje ale cascadei. Cascada ideală, cu un număr infinit de etaje, va avea volumul şi zestrea izotopică minimă [1].



Volum relativ	1	0,7	0,6
Zestre relativă	1	0,12	0,05

Fig.4. Variaţia volumului şi a zestrei unei instalaţii biterme de schimb izotopic H_2O-H_2S, în funcţie de numărul de etaje ale cascadei.

Creşterea numărului de etaje are multe avantaje, dar, datorită marii sensibilităţi a procesului, specific instalaţiilor de separare izotopică, introduce perturbaţii suplimentare în opere, care scad capacitatea ansamblului (fig.5).

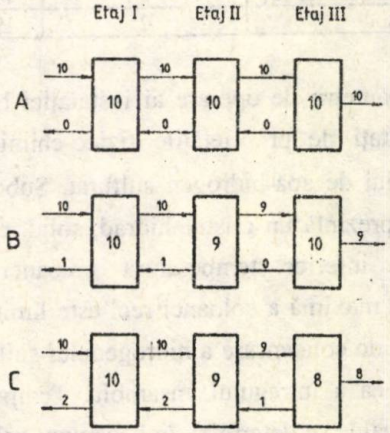


Fig.5. Reprezentarea comportării unei cascade de separare cu trei etaje: A - funcţionare normală; B - defecţiune la etajul doi; C - defecţiune la etajele doi şi trei.

Se prezintă cazul unei instalaţii cu trei etaje, cu trei situaţii diferite de operare, A, B şi C, cifrele reprezentând numărul unităţilor de separare, care se transmit (indicate pe linii) şi pe care le poate realiza un etaj (indicate în dreptunghiuri).Cazul A reprezintă posibilitatea maximă a instalaţiei, când toate cele trei etaje pot să prelucreze şi prelucrează 10 unităţi de separare. În cazul B, etajul doi, din diferite motive, nu poate prelucra decît 9 unităţi, el reîntoarce etajului unu o unitate, dar cum acesta nu poate prelucra decît 10 unităţi (primeşte 11, prelucrează 10 şi 1 returnează), va elimina o unitate prin deşeu; astfel capacitatea instalaţiei se reduce la 9. Cazul C prezintă o disfuncţie atât în etajul doi, cât şi în etajul trei; consecinţa este o scădere în continuare a capacităţii.

Influenţa maximă, în realizarea capacităţii unei instalaţii de separare izotopică, este dată de posibilităţile ei de operare. Pe acest considerent, pentru tehnologia de separare a apei grele s-a adoptat cascada cu două etaje.

Evoluţia în timp a soluţiei tehnologice, dată pentru schimbul izotopic apă - hidrogen sulfurat, referitoare la numărul de etaje ale cascadei, este prezentată în tabelul 1, din care reiese tendinţa de reducere la minimum a numărului de etaje.

Tabelul 1

Evoluţia cronologică a concepţiei cascadei de separare în procesul biterm H_2O - H_2S

Unitatea de producţie	Număr de etaje	Anul
Savannah River	2	1952
Dana	5	1953
Hawkesbury	3	1969
Bruce	3	1972
ROMAG-Drobeta [2]	2	1976
La Prade	2	1978

Parametrii de operare ai instalaţiei biterme sunt limitaţi de proprietăţile fizico-chimice ale amestecului de apă-hidrogen sulfurat. Sub 30° C sistemul prezintă un cristalohidrad, solid, ceea ce limitează inferior temperatura coloanei reci. Presiunea maximă a coloanei reci este limitată de presiunea de condensare a hidrogenului sulfurat şi odată cu ea a întregului ansamblu. Temperatura coloanei calde se determină în baza unui calcul de optimizare, raportat la preţul de cost al apei grele. Faţă de aceste date, parametrii uzuali de separare a unei instalaţii biterme sunt cuprinşi în domeniul indicat în tabelul 2.

Tabelul 2

Domeniul de temperaturi şi presiuni pentru operarea optimizată a unui biterm H_2O - H_2S

	Temperatură	Presiune
Coloana rece	30 - 35° C	2,00 - 2,10 MPa
Coloana caldă	130 - 135° C	2,15 - 2,25 MPa

Comportarea unei coloane de separare izotopică este descrisă în diagrama de concentraţii, avînd coordonatele *x, y*, prin domeniu cuprins între ecuaţia de echilibru şi dreapta de operare (haşurat în figura 6).

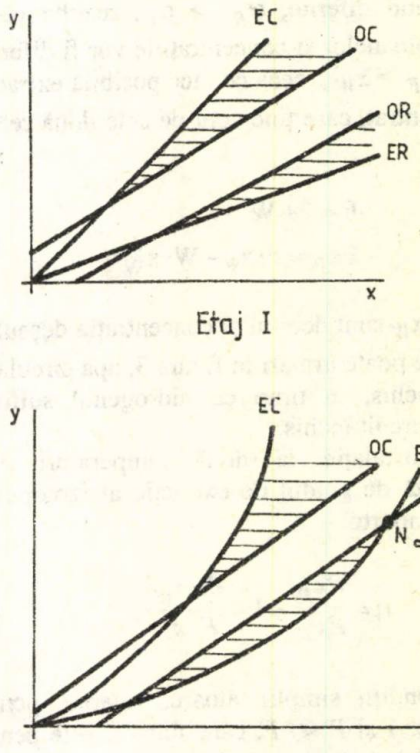


Fig.6. Comportarea izotopică a etajelor unu şi doi ale instalaţiei biterme: ER, EC - dreptele de echilibru rece şi caldă; OR, OC - dreptele de operare din coloanele rece şi caldă.

Datorită concentraţiilor mici din etajul I, curbele de echilibru se pot liniariza şi se poate observa că, pe măsura creşterii concentraţiei, coloanele lucrează mai bine. În etajul II, unde liniarizarea curbei de echilibru nu mai este posibilă, doar în coloana caldă procesul se desfăşoară favorabil, pe cînd în coloana rece, punctul de intersecţie a curbei de echilibru ER cu

dreapta de operaţie OR, marchează concentraţia maximă care poate fi atinsă, pentru o coloană infinit de înaltă.

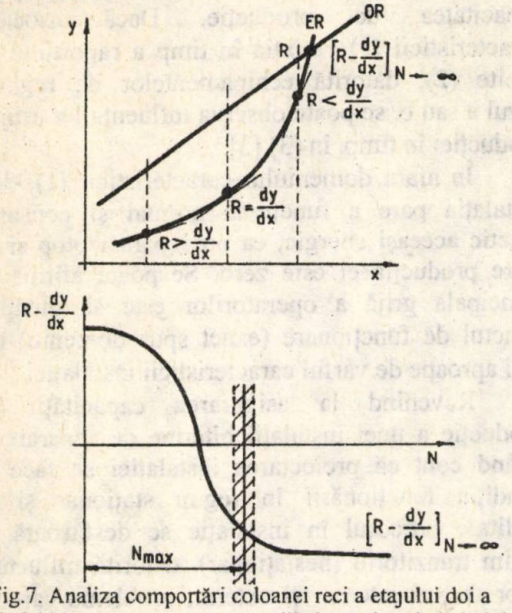


Fig.7. Analiza comportări coloanei reci a etajului doi a instalaţiei biterme: x, y - concentraţiile izotopice ale lichidului şi gazului; R - panta dreptei de operare OR; $\frac{dy}{dx}$ - panta curbei de echilibru ER; N - numărul de talere.

Cu aceste observaţii şi punând condiţia ca în etajul II să nu se apeleze la corecţia dreptei de operaţie, pentru a nu complica inutil instalaţia, s-a determinat concentraţia maximă care ar urma să fie realizată în etajul II, în funcţie de numărul de elemente de separare (talere) *N*. Pentru aceasta s-a pus condiţia ca diferenţa dintre panta dreptei de operaţie *R* şi panta curbei de echilibru $\frac{dy}{dx}$ să fie:

$$R-\frac{dy}{dx}>0 \qquad (7)$$

Raţionamentul poate fi urmărit în diagramele din figura 7, după care se determină limita de concentraţie a instalaţiei biterme, iar etajarea ei, raportată tot la nivelul de concentraţii, să se facă prin optimizarea volumului de instalaţie, respectiv pentru un volum minim al ei.

Schema tehnologică a unui modul de separare a apei grele, rezultat în baza considerentelor de mai sus, este prezentată în figura 8 şi reprezintă brevetul românesc de invenţie Nr. 74088/1980 [2].

Instalaţia este formată din două etaje biterme de schimb izotopic apă - hidrogen sulfurat legate pe linia de lichid şi o instalaţie de distilare izotopică a apei, formând în ansamblu o unitate tip de producere a apei grele. Funcţionarea este următoarea: apa de alimentare *F*, după saturarea ei cu hidrogen sulfurat în absorberul 1, trece prin coloana rece 2, apoi în coloana caldă 4 şi după striparea de hidrogen sulfurat în 6 este eliminată ca deşeu W. În contracurent, în circuit închis, este

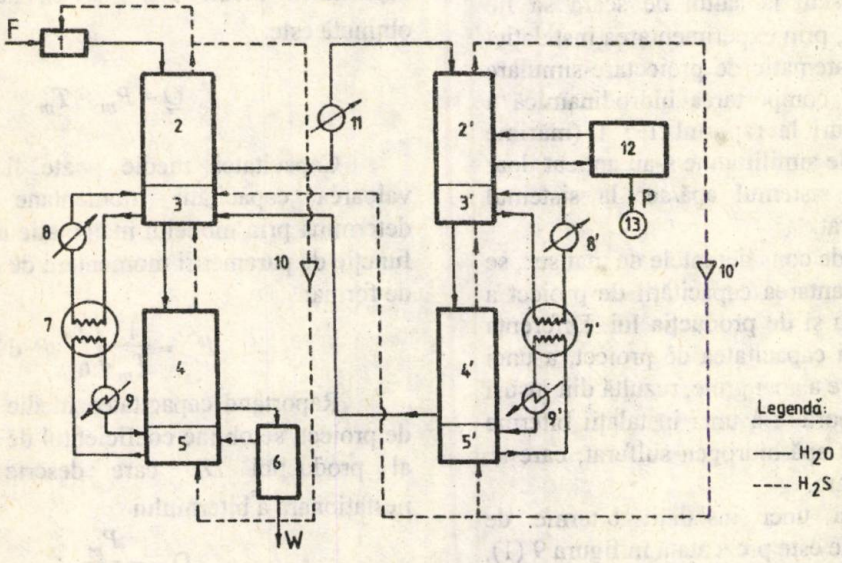


Fig.8. Schema instalaţiei tehnologice pentru producerea apei grele : F - alimentare; W - deşeu; P - produs; 1 - absorber; 2, 2' - coloane reci ;3, 3' - dezumidificatoare; 4, 4' - coloane calde; 5, 5' - umidificatoare; 6 - striper; 7, 7' - recuperator de căldură; 8, 8', 11 - răcitoare; 9, 9' - încălzitoare; 10, 10' - compresoare; 12 - instalaţia de distilare izotopică; 13 - rezervor pentru produs.

vehiculat hidrogenul suflurat cu ajutorul compresorului 10. Stările termice din coloanele 2 şi 4 sunt realizate de buclele termice, care în 5 încălzesc şi umidifică gazul şi în 3 îl răcesc şi îl dezumidifică. Recuperarea de căldură între cele două bucle se realizează prin schimbătorul 7, rectificarea temperaturilor în concordanţă cu parametrii de proces din coloane se realizează prin răcitorul 8 şi respectiv încălzitorul 9. Funcţionarea celui de al doilea etaj este similară, alimentarea lui făcându-se pe linia de lichid, cu rectificarea temperaturii lichidului în răcitorul 11. Bilanţul de hidrogen sulfurat este menţinut constant în conturul instalaţiei prin legăturile între coloanele 4' şi 2,2 şi 1 şi 6 şi 4. Îmbogăţirea finală se obţine în instalaţia de distilare izotopică sub vid a apei 12, produsul *P* fiind stocat în rezervorul 13.

Asigurarea capacităţii de producţie

Transpunerea la scară industrială a unei cercetări de laborator şi verificarea ei pe o instalaţie pilot, are două limitări: una legată de natura procesului (similitudine) şi una de ordin constructiv.

Tendinţa generală în industrie este creşterea capacităţii unitare, care urmăreşte scăderea preţului de cost pe produs, dar ea trebuie raportată la capabilitatea constructorilor de echipamente. Pentru cazul de faţă, diametrul maxim al coloanelor a fost fixat la 5,3 m.

Pentru ca riscul la saltul de scară să fie minim s-a verificat, prin experimentarea instalaţiei pilot, un model matematic de proiectare-simulare şi s-a determinat comportarea hidrodinamică a talerelor, pe standuri la raportul 1 : 1 (mărime naturală). Criterii de similitudine s-au aplicat doar la trecerea de la sistemul apă/aer la sistemul apă/hidrogen sulfurat.

Ţinând cont de considerentele de mai sus, se poate vorbi de garantarea capacităţii de proiect a unui modul, dar nu şi de producţia lui. Diferenţa dintre producţie şi capacitatea de proiect, a unei instalaţii de separare a apei grele, rezultă din însuşi specificul de comportare a unei instalaţii biterme de schimb izotopic apă-hidrogen sulfurat, care se prezintă în continuare.

Caracteristica unei instalaţii biterme de separare a apei grele este prezentată în figura 9 (1), şi descrie legătura între gradul de extracţie al instalaţiei (producţie) pe ordonată şi raportul molar între debitele de lichid şi gaz, pe abscisă, care reprezintă modul de operare. Se poate observa marea sensibilitate a procesului, care pentru variaţii foarte mici ale raportului dintre debite (sub 1 %) produc mari variaţii în capacitatea de producţie. Dacă asociem caracteristicii (1) variaţia în timp a raportului de debite (2), datorită echipamentelor de reglare, cazul a sau b, se poate observa influenţa lor asupra producţiei în timp, în (3) [3].

În afara domeniului caracteristicii (1), deşi instalaţia pare a funcţiona normal şi consumă practic aceeaşi energie, ea nu separă izotop şi ca atare producţia ei este zero. Se poate afirma că principala grijă a operatorilor este să menţină punctul de funcţionare (exact spus domeniu) cât mai aproape de vârful caracteristicii instalaţiei .

Revenind la asigurarea capacităţii de producţie a unei instalaţii biterme de separare şi ţinând cont că proiectarea instalaţiei se face în condiţia funcţionării în regim staţionar şi în realitate procesul în instalaţie se desfăşoară în regim tranzitoriu (nestaţionar), datorită influenţei unor factori interni şi externi, problema care se pune este de a găsi legătura dintre capacitatea de proiect C_p , perioada de funcţionare proiectată T_p şi producţia reală a instalaţiei Q, deci

$$Q = f(C_p, T_p) \tag{8}$$

În perioada proiectată T_p instalaţia produce doar perioada T_m, timp în care se realizează capacitatea medie P_m şi ca atare producţia obţinută este:

$$Q = P_m \cdot T_m \tag{9}$$

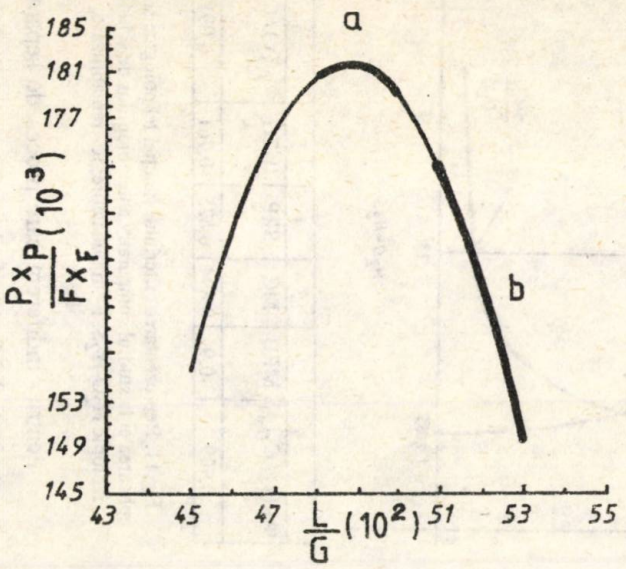
Capacitatea medie poate fi obţinută din valoarea capacităţii momentane P, care se determină prin modelul matematic al instalaţiei în funcţie de parametrii momentani de operare şi este de forma:

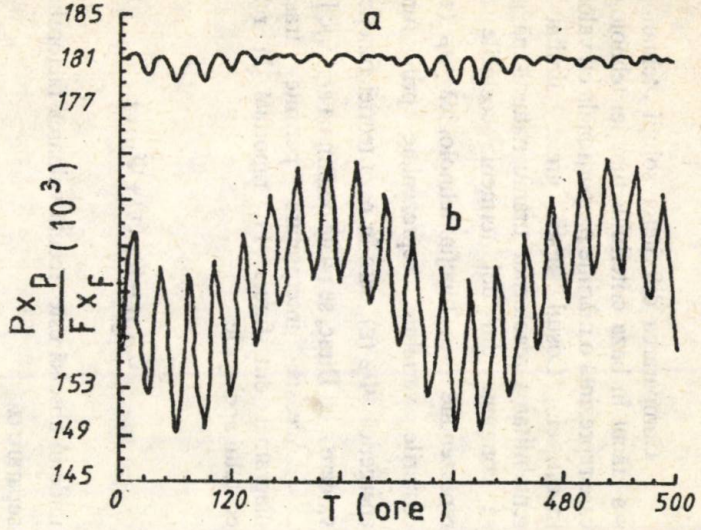
$$P_m = \frac{1}{T_m}\int_0^{T_m} P \cdot \mathrm{d}T \tag{10}$$

Raportând capacitatea medie la capacitatea de proiect, se obţine coeficientul de disponibilitate al producţiei D_p, care descrie comportarea nestaţionară a bitermului

$$D_P = \frac{P_m}{C_p} \cdot \tag{11}$$

Dacă se raportează perioada reală de funcţionare T_f la perioada de funcţionare





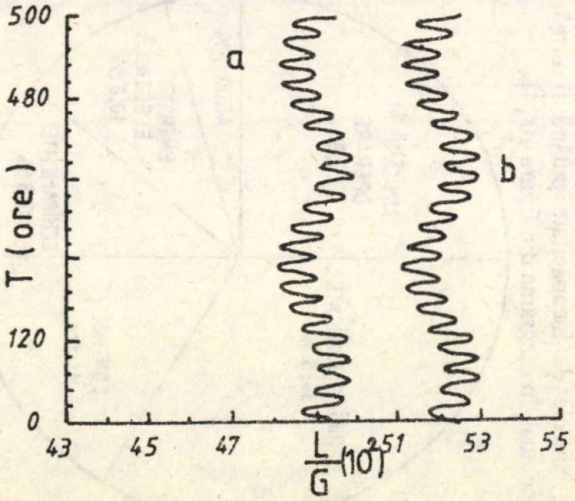


Fig.9. Influenţa operării unei instalaţii biterme şi a calităţii echipamentului de control asupra gradului de extracţie, în funcţie de raportul lichid/gaz; F - debitul apei de alimentare; χ_F - concentraţie în deuteriu; P - produsul îmbogăţit izotropic cu concentraţie $\chi_P > \chi_F$; L - lichid debite molare; G - gaz debite molare.

proiectată T_p se obţine coeficientul de disponibilitate de timp, unde T_{op} este timpul total al opririlor accidentale în perioada T_p.

$$D_T = \frac{T_f}{T_p} = 1 - \frac{T_{op}}{T_p} \qquad (12)$$

După fiecare oprire accidentală este necesar un timp de relaxare T_r, în care se reface profilul izotopic al instalaţiei sau chiar se completează zestrea ei, timp în care producţia este zero. Dacă se raportează perioada T_m la perioada de funcţionare T_f se obţine coeficientul de relaxare

$$D_R = \frac{T_m}{T_f} = 1 - \frac{T_r}{T_f} \qquad (13)$$

Din relaţiile (9), (11), (12) şi (13) rezultă

$$Q = D_P \cdot D_T \cdot D_R (C_P \cdot T_P) \ , \qquad (14)$$

deci funcţia căutată (8).

Studii statistice de fiabilitate efectuate asupra instalaţiei experimentale a Uzinei "G", pe o perioadă care a depăşit 5 ani, au permis determinarea individuală a celor trei coeficienţi, al căror produs a fost de 0,76.

Instalaţiile canadiene de producere a apei grele, realizează o valoare apropiată pentru coeficientul global de disponibilitate, respectiv de 0,7, cauzele de incapacitate putând fi urmărite, procentual, în diagrama din figura 10 [4].

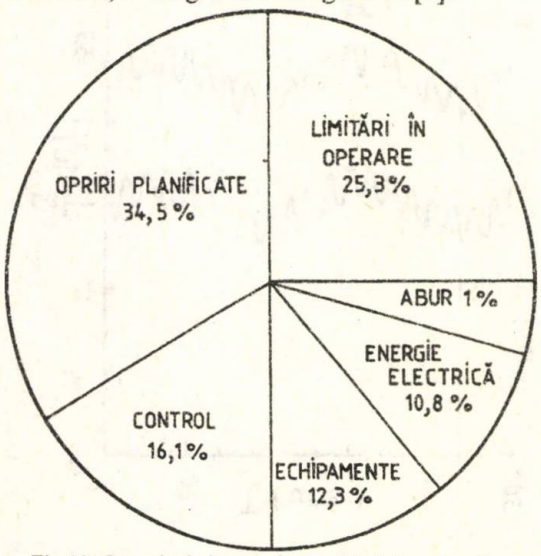


Fig.10. Cauzele de incapacitate a fabricilor de apă grea canadiene.

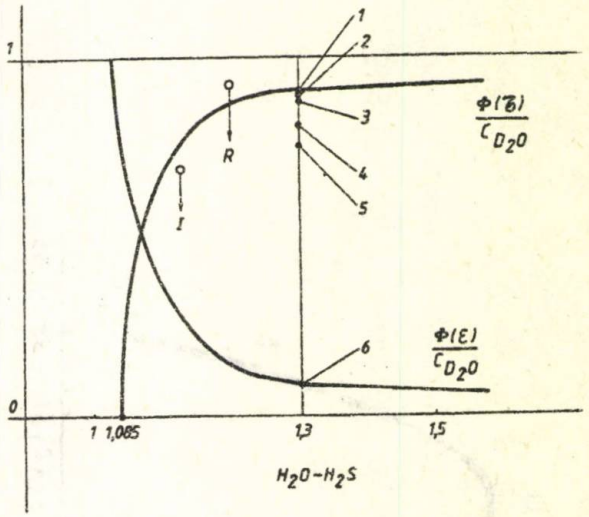
Evaluarea comparativă a tehnologiilor de separare a apei grele

Compararea diferitelor soluţii tehnologice s-a făcut în baza criteriului funcţiei tehnologice, care reprezintă o mărime proporţională cu valoarea investiţiei. Costul apei grele, limitat de rentabilitatea reactorilor uraniu natural-apă grea, se compune din doi termeni: costurile fixe, reprezentate prin funcţia tehnologică $\Phi_P(\tau)$ şi costurile variabile, reprezentate prin funcţia energetică $\Phi_P(\varepsilon)$, care în baza teoriei funcţiei de valoare a lui Dirac, se poate determina aprioric [5].

Această interpretare permite trasarea diagramei din figura 11, raportată la relaţia costului apei grele

$$C_{D_2O} = \Phi_P(\tau) + \Phi_P(\varepsilon) \ , \qquad (15)$$

unde în abscisă este trecută valoarea factorului de separare α.



1	2	3	4	5	6
$\Phi_P(\tau)/C_{D_2O}$	MRB	MC	SRP	UZG	$\Phi_P(\tau)/C_{D_2O}$
0,909	0,9	0,894	0,825	0,761	0,091

Fig.11. Reprezentarea criteriului funcţiei tehnologice şi aplicarea ei la studiul comparativ a tehnologiilor de schimb izotopic H_2O-H_2S: Î - îmbunătăţire; R - rentabilizare.

Pentru indiferent care proces de separare, caracterizat de factorul de separare α, dacă valoarea funcţiei tehnologice raportată la preţul de

cost al apei grele se regăseşte sub curba $\frac{\Phi_P(\tau)}{C_{D_2O}}$, procesul este rentabil. Pentru procesul de separare al schimbului izotopic apă-hidrogen sulfurat se va urmări valoarea funcţiei tehnologice pe verticala care reprezintă raportul

$$\frac{\alpha_R}{\alpha_C} = 1{,}3 \qquad (16)$$

Comparaţia s-a făcut între modulul românesc industrial brevetat (MRB), modulele de mare capacitate canadiene (MC), instalaţia americană Savannah River (SRP) şi instalaţia experimentală a Uzinei "G" (UZG). Se atrage atenţia că metoda de comparaţie prin criteriul funcţiei tehnologice se poate face numai raportând valorile, fie la un proiect de execuţie, fie la o instalaţie gata construită. Evaluările în lipsa datelor de mai sus pot avea doar un caracter orientativ, dar nu pot să stea la baza luării unor decizii.

Din diagrama din figura 11 şi tabelul alăturat rezultă că toate cele patru instalaţii sunt rentabile. Deşi modulul românesc şi cel canadian diferă ca rezolvare tehnologică, ele sînt practic egale din punctul de vedere al rentabilităţii. Este de notat că evaluarea modulului românesc s-a făcut în condiţii de dotare cu utilaje unicat. Savannah River Plant rămâne în continuare, după trei decenii, o soluţie tehnologică deosebit de economică şi confirmă orientarea că instalaţia experimentală a Uzinei "G" a luat-o ca model. Avantajul tehnologic al Uzinei "G" faţă de modelul ei Savannah River Plant, marcat în diagrama din figura 11, se datorează celor patru îmbunătăţiri tehnologice: utilizarea de talere perforate; legarea etajelor de separare numai pe linie de lichid; realizarea umidificării şi dezumidificării hidrogenului sulfurat direct în coloanele de separare; realizarea instalaţiei de distilare cu coloane echipate cu umplutură de înaltă eficienţă, de concepţie proprie. Aceste diferenţe pot fi urmărite în tabelul 3.

Tabelul 3 conţine date tehnologice şi constructive asupra celor patru instalaţii care au fost studiate comparativ prin criteriul funcţiei tehnologice. Din tabel rezultă şi o vedere de ansamblu asupra evoluţiei gândirii tehnologice concretizată în soluţii contructive adoptate pentru cele patru instalaţii, operate practic la aceiaşi parametri.

Perspectiva

Uzina G, azi Institutul de Criogenie şi Separări Izotopice, şi-a continuat cercetările şi după începerea investiţiei de la Turnu Severin, urmărind îmbunătăţirea tehnologiei de separare a apei grele, prin creşterea valorilor coeficienţilor

Tabelul 3

Date comparative între fabricile de apă grea analizate în diagrama din figura 11

OBIECT	SRP	UZG	MC	MRB
Capacitate pe modul, t, D_2O/an	20	2	400	90
Numărul de etaje ale schimbului izotopic	2	2	3	2
Concentraţia, %, $\frac{D}{H+D}$ a produsului schimbului izotopic	15	15	45	20
Separarea etajului unu al schimbului izotopic	4	4	4	10
Diametrul coloanei etajului unu,în m	3,4	1,5	8,5	5,3
Înălţimea coloanei etajului unu, în m	35	50	85*	60
Numărul de coloane în paralel în etajul unu	1	1	3	3
Tipul de taler din coloanele de schimb izotopic	cu clopoţei	perforate		
Soluţia constructivă pentru coloanele cald-rece	separate	separate	suprapuse	separate
Linia de legătură între etajele instalaţiei biterm	gaz + lichid	lichid	gaz	lichid
Umidificarea şi dezumidificarea hidrogenului sulfurat	în schimbătoare de căldură	prin contact direct pe talerele din coloanele de schimb izotopic		
Tipul coloanelor de distilare	cu talere	cu umplutură		
Obţinerea hidrogenului sulfurat	propriu	propriu	din ţiţei	propriu

*) se referă la înălţimea totală a coloanelor cald-rece suprapuse

din ecuaţia (14), în scopul de a se menţine în fruntea concurenţei. Două au fost cele mai importante realizări: prima a fost elaborarea unei tehnologii de pasivare a oţelului carbon, prin formarea unui strat de pirită, care a redus substanţial coroziunea coloanelor, prelungindu-le timpul de funcţionare la dublu, şi a doua, realizarea în premieră mondială a unei coloane de echilibrare izotopică, montată în avalul instalaţiei primare de schimb izotopic, permiţând alimentarea cu izotop a instalaţiei pe linie de gaz şi realizarea în circuit închis a circulaţiei de fluid [6].

În figura 12 este reprezentată schema de principiu a unei instalaţii biterme de separare, alimentată prin intermediul unei coloane de echilibrare E. La operarea instalaţiilor în circuit închis, doar izotopul este transportat între etajele

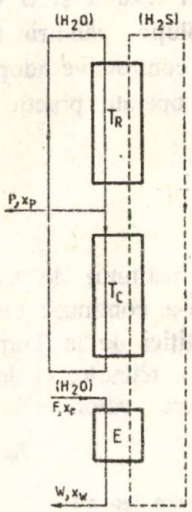


Fig.12. Schema unei instalaţii biterme de separare cu coloană de echilibrare E. x* - concentraţia minimă în bucla de recirculare a apei; în rest aceleaşi notaţii ca în figura 3.

de separare, până la extracţia lui sub formă de produs. Această tehnologie permite funcţionarea ansamblului cu substanţe foarte curate, apa şi hidrogenul sulfurat, având ca urmare lungirea la dublu a timpului între două revizii şi operarea stabilă a ansamblului.

Tehnologia de pasivare a fost aplicată instalaţiilor industriale de la Turnu Severin, în timp ce coloana de echilibrare a fost realizată şi experimentată timp de peste 4 ani, cu rezultate din cele mai bune, doar la instalaţia pilot a Uzinei G.

*

* *

Separarea izotopilor hidrogenului, de această dată şi a tritiului, este o continuare firească a preocupărilor Institutului de Criogenie şi Separări Izotopice bazate pe cunoştinţele obţinute odată cu elaborarea tehnologiilor de separare a apei grele. Procesele în atenţie sînt schimbul izotopic catalizat apă-hidrogen şi distilarea hidrogenului lichid.

Schimbul izotopic apă-hidrogen a devenit interesant şi cu perspectiva de a fi şi competitiv, odată cu punerea la punct a unui catalizator hidrofob, pe bază de platină depusă pe cărbune activ şi aglomerată cu teflon (PTFE). Schimbul izotopic apă - hidrogen este un proces format din două etape succesive, o distilare

$$(HDO)_L + (H_2O)_V \rightleftarrows (H_2O)_L + (HDO)_V \quad (17)$$

şi un schimb catalitic în faza gazoasă

$$(HDO)_V + H_2 \rightleftarrows (H_2O)_V + HD \quad (18)$$

pentru care s-a conceput o umplutură mixtă pentru coloanele de separare, care să promoveze cele două procese. Forma umpluturii a rezultat prin optimizarea participării celor două procese (17) şi (18) , raportate la preţul de cost al umpluturii. Datele experimentale sunt date în diagrama din figura 13 [7].

Distilarea hidrogenului lichid, care se realizează la o temperatură sub - 250° C, a necesitat în primul rând punerea la punct a tehnologiilor criogenice de lichefiere a gazelor şi de purificare

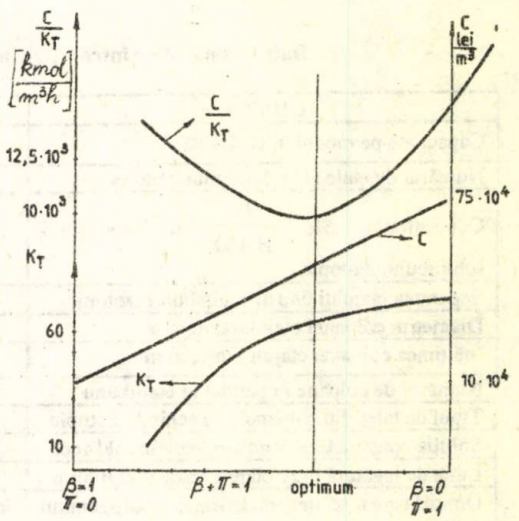


Fig.13. Comportarea umpluturii mixte la schimbul izotopic H_2O - H_2 şi determinarea compoziţiei optime: K_T - constanta globală de transport; C - costul umpluturii pe unitatea de volum; π - participarea volumetrică a umpluturii catalitice; β - participarea volumetrică a umpluturii pentru distilare.

înaintată a lor. Cele mai bune rezultate la distilarea izotopică a hidrogenului lichid s-au obţinut cu o umplutură de coloană,derivată din umplutura utilizată la distilarea izotopică sub vid a apei. În diagrama din figura 14 sunt prezentate

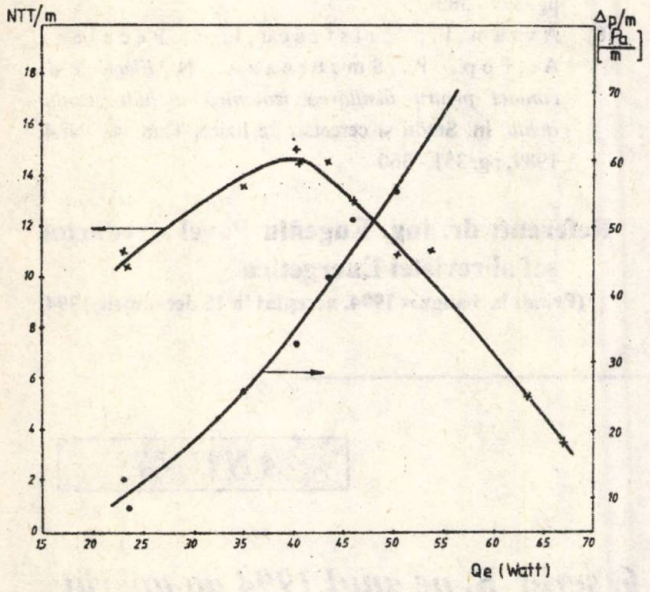


Fig.14. Performanţa umpluturii coloanelor de distilare izotopică a hidrogenului lichid. NTT/m - numărul de talere teoretice pe m; ΔP - căderea de presiune pe m; Qe - sarcina electrică a fierbătorului.

performanţele umpluturii în condiţiile distilării izotopice a hidrogenului lichid [8].

Verificarea celor două procese de separare izotopică, schimbul apă - hidrogen şi distilarea hidrogenului lichid, sub forma unor tehnologii, se va realiza pe o instalaţie pilot, care este în construcţie la Institutul de Criogenie şi Separări Izotopice din Râmnicu Vâlcea. Fluxul tehnologic al instalaţiei pilot poate fi urmărit în figura 15.

Obiectivele principale urmărite prin experimentarea instalaţiei pilot sunt: tehnologia de separare a tritiului din moderatorul reactoarelor de la Centrala Nucleară Cernavodă; două noi tehnologii pentru separarea apei grele, ambele nepoluante; tehnologii criogenice, inclusiv lichefierea hidrogenului; echipamente şi aparatură specifică.

Separarea izotopilor hidrogenului este importantă în prezent pentru producerea apei grele, reconcentrarea izotopică a moderatorului şi agentului termic, iar în viitorul apropiat, la detritierea moderatorului. Pentru actualele cercetări şi posibil în energetica viitorului, la reactoarele de fuziune producerea combustibilului deuteriu/tritiu şi separarea produşilor de reacţie şi repreparareа combustibilului se vor baza pe aceleaşi procese de separare a izotopilor hidrogenului, procese aflate în fază de cercetare tehnologică.

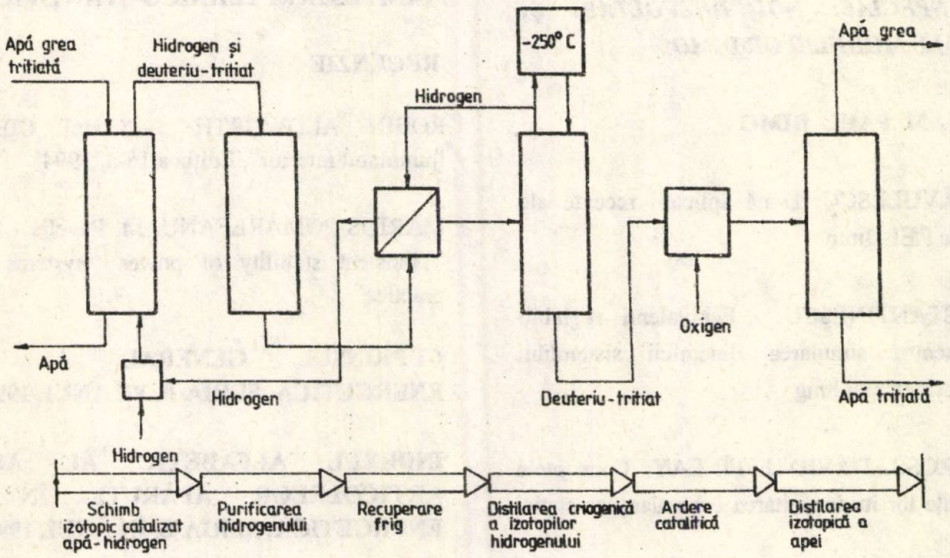


Fig.15. Schema de principiu a instalaţiei pilot pentru separarea deuteriului şi tritiului.

BIBLIOGRAFIE

[1] Peculea, M. *Apa grea - procese industriale de separare.* Ed. Scrisul Românesc, Craiova 1984

[2] Peculea, M., Comănescu, S., Turtureanu, M., Beca, T., Mihai, M., Dogaru, C., Constan-tinescu, D.M., Cocard, A., Jucovan, V., Fuioagă, C., Trifan, N., Ţurcanu, A. *Instalaţie pentru separarea deuteriului prin schimb izotopic.* R.S.R. Brevet de invenţie Nr. 74088/1980

[3] Peculea, M. *Heavy water - an interface between science and technology.* Romanian Reports in Physics. Vol. 45, Nr.2, 1993, pg.129 - 152

[4] Lumb, P. B. *The Canadian heavy water industry* J. Br. Nucl. Energy, Vol. 15, Nr.1, 1976, pg.35 - 46

[5] Peculea, M. *Criteriul funcţiei tehnologice în judecarea proceselor de producere a apei grele.* In: Studii şi cercetări de fizică, tom, 37, Nr. 10, 1985, pg.851 - 857

[6] Peculea, M *Perfecţionări asupra tehnologiei de separare a apei grele prin schimb izotopic apă - hidrogen sulfurat.* In: Studii şi cercetări de fizică, tom 39, Nr. 5, 1987, pg.364 - 376

[7] Ştefănescu, D., Peculea, M., Ursu, I. *Mixed packing for the successive isotopic exchange between water - water vapours and hydrogen.* Revue Roumanie de Physique, Tom 36, Nr. 7 - 8, 1991, pg. 377 - 383

[8] Avram, I., ristescu, I., Peculea, A., Pop, F., Smeureanu, N. *Elemente de contact pentru distilarea izotopică a hidrogenului lichid.* In: Studii şi cercetări de fizică, Tom 41, Nr.4, 1989, pg. 351 - 360

Referent: dr. ing. Eugeniu Pavel - redactor şef al revistei Energetica

(Primit la 3 august 1994, acceptat la 15 decembrie 1994)

ANUNŢ

În revista Energetica numărul 6, seria B, pe anul 1994 au apărut următoarele materiale :

INTERVIU CU D-L JHON BAKER, PREŞEDINTELE ADUNĂRII EXECUTIVE A CME

NUMĂR SPECIAL: NOI DEZVOLTĂRI ŞI APLICAŢII ALE MODELELOR DIMO

IN MEMORIAM PAUL DIMO

SAVU C. SĂVULESCU: Două aplicaţii recente ale analizei nodale REI-Dimo

JEAN CONSTANTINESCU: Echivalenţi reglabili REI-Dimo pentru simularea dinamicii sistemului energetic pe termen mai lung

GEORGE GROSS, DAVID J. FINLAY: Conceptele REI şi influenţa lor în dezvoltarea echivalenţilor statici din reţea

MARIUS POMÂRLEANU, LIA BEJUSCU: Analiza operativă a fenomenelor tranzitorii care folosesc diagrame în evantai

MANIFESTĂRI TEHNICO-ŞTIINŢIFICE

RECENZIE

ROBIN ALDWORTH "Codul CIBSE pentru iluminatul interior", Ediţia a 15-a, 1994

MARIUS POMÂRLEANU: M. Pavella - P.G. Murthy "Transient stability of power systems theory and practice"

CUPRINSUL GENERAL AL REVISTEI ENERGETICA, SERIA B, PE ANUL 1994

INDEXUL ALFABETIC AL AUTORILOR ARTICOLELOR APĂRUTE ÎN REVISTA ENERGETICA, SERIA B, ÎN ANUL 1994

STRATEGIA DE GESTIONARE A DEŞEURILOR RADIOACTIVE PROVENITE DIN ENERGETICA NUCLEARĂ ŞI PARTICULARITĂŢI GEOLOGICE DE DEPOZITARE A ACESTOR DEŞEURI ÎN ROMÂNIA

chim. GHEORGHE BARARIU* ,geolog ION DURDUN **

Articolul prezintă conceptia strategiei de gestionare a deşeurilor radioactive rezultate din energetica nucleară din România în corelaţie cu tendinţele internaţionale şi cu posibilităţile formaţiunilor geologice locale de a respecta cerinţele de depozitare a acestor deşeuri în condiţii de securitate nucleară.

The paper presents a strategy for nuclear radioactive wastes management in Romania based on the waste storage possibilities offered by local geological formations in compliance with the international standards on nuclear safety.

Descriptori : centrale nucleare, deşeuri radioactive, protecţia mediului ambiant

Introducere

În concordanţă cu tendinţa internaţională actuală de utilizare a energiei electrice nucleare pentru înlocuirea resurselor energetice clasice în curs de epuizare, în România s-a început construcţia Centralei Nuclearoelectrice (CNE) de la Cernavodă, care va avea cinci unităţi CANDU (CANada Deuteriu Uraniu), avînd fiecare o putere de 600 MW.

Primul reactor al acestei centrale urmează să intre în funcţiune în primul semestru al anului 1995.

Deşi din punctul de vedere al securităţii nucleare, acest tip de centrală prezintă o siguranţă sporită faţă de alte tipuri comerciale de centrală, totuşi, chiar în funcţionarea normală rezultă deşeuri radioactive, care conform legislaţiei în vigoare în România, trebuie să fie gestionate în condiţii optime, la nivelul ţărilor dezvoltate din Europa, în conformitate cu recomandările Agenţiei Internaţionale pentru Energie Atomică.

În acest sens, conform practicii internaţionale, în cadrul Regiei Autonome de Electricitate - RENEL s-a iniţiat încă din 1992 un program de cercetare - dezvoltare integrat pentru gestionarea optimă a tuturor deşeurilor provenite din unităţile RENEL.

* Centrul de Inginerie Tehnologică pentru Obiective Nucleare - CITON,Bucureşti - Măgurele.

** Institutul de Studii Geotehnice şi Geofizice - GEOTEC, Bucureşti

Strategia de gestionare a deşeurilor radioactive provenite din energetica nucleară

Gestionarea deşeurilor radioactive provenite din activităţile legate de energetica nucleară cuprinde operaţiile de colectare, selectare, manipulare, tratare, depozitare intermediară, condiţionare şi depozitare finală, constituind în prezent o problemă care se rezolvă prin luarea în considerare a diferitelor aspecte legate de inventarul materialelor radioactive, a reglementărilor adoptate în fiecare ţară în concordanţă cu recomandările Agenţiei Internaţionale pentru Energie Atomică, precum şi pe baza evaluărilor tehnice şi economice [1].

În prezent, în cadrul RENEL, unităţile care produc deşeuri radioactive în timpul funcţionării sînt Institutul de Cercetări Nucleare - Piteşti şi Fabrica de Elemente Combustibile - Piteşti, dar în viitorul apropiat cantităţile cele mai importante de deşeuri vor proveni de la CNE Cernavodă.

Deoarece atît fluidele tehnologice, cît şi deşeurile lichide şi gazoase se tratează prin mijloace specifice de filtrare, rezultă o serie de deşeuri slab şi mediu active, care se acumulează cu cele provenite din activităţile curente de exploatare şi întreţinere a instalaţiilor nucleare.

Tabelul 1

Inventarul deşeurilor radioactive solide provenite din activităţile RENEL

Tipuri de deşeuri solide	Institutul de Cercetări Nucleare (ICN-Piteşti)		Fabrica de Combustibil (FCN - Piteşti)		Centrala Nucleară Electrică (CNE) Cernavodă	
	Cantităţi (m^3/an)	Debit (Gy/h)	Cantităţi (m^3/an)	Uraniu natural (g/an)	Cantităţi (m^3/an)	Activitate specifică (MBq/an)
Combustibile	50	2.E - 3	7	500	1100	18.5E + 4
Compactabile	4	2.E - 3	2	50	220	37. E + 4
Necompactabile	20	2.E - 3	4	50	300	37. E + 4
Deşeuri organice	-	-	-	-	5	92.5E + 4
Răşini ionice	-	-	-	-	125	277.5E + 6
Filtre uzate	-	-	-	-	4,5	925. E + 6

Toate deşeurile solide radioactive urmează să fie condiţionate şi depozitate în condiţii de securitate nucleară pe o perioadă suficient de mare, care să asigure dezintegrarea naturală a radionuclizilor prezenţi în aceste deşeuri [2].

Întrucît combustibilul nuclear ars este considerat în prezent în România deşeu puternic radioactiv, acesta urmează să fie gestionat ţinînd seama de inventarul de material nuclear (18 500 tone uraniu) şi produşi de fisiune conţinuţi în cele circa 1000000 de elemente combustibile ce vor rezulta din funcţionarea celor cinci unităţi de la CNE Cernavodă [3, 4].

Obiectivele principale ale strategiei de gestionare a deşeurilor radioactive se rezumă la [1]:

1. Stabilirea şi implementarea unui sistem de gestionare a deşeurilor radioactive în concordanţă cu principiile de bază care constau în :

a) utilizarea unor resurse proporţionale cu programul nuclear adoptat ;

b) utilizarea experienţei internaţionale;

c) implicarea atît a institutelor de profil din RENEL, cît şi a specialiştilor din universităţi şi alte departamente.

2. Asigurarea că obiectivele importante ale Programului de Deşeuri Radioactive sînt dezvoltate în mod coordonat şi în condiţii acceptabile pentru a satisface cerinţele legislaţiei naţionale în acest domeniu.

Pe baza studiilor elaborate pînă în prezent şi a strategiei adoptate a rezultat necesitatea construirii următoarelor obiective importante [2, 3, 4]:

- Depozit intermediar de deşeuri slab şi mediu active (DIDSMA)
- Depozit final de deşeuri slab şi mediu active (DFDSMA)
- Depozit intermediar de combustibil ars (DICA)
- Depozit final de combustibil ars (DFCA)

În tabelul 2 sînt prezentate principalele activităţi şi obiective cuprinse în cadrul acestui program.

Tabelul 2

Programul de gestionare a deşeurilor radioactive şi combustibil nuclear ars

	Instalaţii/Activităţi	Punere în funcţiune
1	Instalaţii de tratare deşeuri şi Depozitul intermediar de deşeuri radioactive de la CNE Cernavodă	1995
2	Depozitul final de deşeuri solide slab şi mediu active	2005
3	Depozitul intermediar de combustibil ars	2005
4	Staţia pilot de depozitare finală a combustibilului ars	2026
5	Depozitul final de combustibil ars	2035
6	Dezafectarea unor instalaţii nucleare - Reactor TRIGA de testare materiale - CNE Cernavodă	 2010 2030
7	Închiderea depozitului final de combustibil ars	2075

Cerinţele majore de izolare a deşeurilor radioactive pe termen lung provin din caracteristicile elementelor radioactive conţinute în aceste deşeuri.

Astfel, deşeurile slab şi mediu active, care conţin în general radionuclizi cu timpi de înjumătăţire de maximum 30 de ani (cum sînt Cs-137 şi Sr - 90), implică izolarea acestora pe o perioadă de 300 de ani, iar combustibilul ars în care conţine radionuclizi cu timpi de înjumătăţire de zeci de mii de ani, implică necesitatea izolării

combustibilului ars pe perioade de sute de mii de ani [5].

În aceste condiţii, alegerea formaţiunilor geologice susceptibile de a deveni depozite de deşeuri radioactive constituie o sarcină dificilă, care presupune antrenarea unor eforturi financiare şi umane proporţionale cu efortul necesar pentru realizarea centralelor nucleare [6].

Realizarea acestor obiective principale este susţinută prin Programul de Gestionare a Deşeurilor Radioactive şi a Combustibilului Ars, în care au fost implicate următoarele organizaţii din cadrul RENEL :

- Centrul de Inginerie Tehnologică pentru Obiective Nucleare - CITON, Bucureşti ;
- Institutul de Cercetări Nucleare, ICN Piteşti;
- Institutul de Studii Geotehnice şi Geofizice - GEOTEC, Bucureşti.

Pe baza studiilor elaborate pînă în prezent s-a stabilit necesitatea concentrării eforturilor pentru realizarea depozitului final de deşeuri slab şi mediu active şi a depozitului intermediar de combustibil ars [1].

Depozitarea deşeurilor solide slab şi mediu active

Deşeurile slab şi mediu active provenite din activităţile de producţie şi cercetare se condiţionează şi se depozitează local în depozitul intermediar de deşeuri slab şi mediu active (DIDSMA) pe o perioadă de circa cinci ani, după care urmează să fie depozitate pe termen lung în depozitul final de deşeuri slab şi mediu active (DFDSMA) [1].

Dacă pentru DIDSM cerinţele privind caracterizarea amplasamentului sînt similare cu cele utilizate pentru o centrală nucleară, în cazul DFDSMA sînt necesare investigaţii suplimentare, ţinînd seama că durata de supraveghere a acestuia este de 300 de ani [5].

Pentru depozitul final de deşeuri slab şi mediu active s-au iniţiat lucrări de investigaţie începînd din anul 1992 pentru selectarea şi caracterizarea acestuia.

În alegerea tipului de depozit de suprafaţă, s-a plecat de la experienţa unor ţări avansate în domeniu, precum Franţa şi Spania, aplicabilă în România.

Ca avantaje se pot enumera uşurinţa supravegherii pe termen lung a acestuia, a posibilităţii de simulare a migrării radionuclizilor specifici în condiţii geologice relativ simple şi a prezenţei apei la adîncimi relativ mari, posibilitatea intervenţiei în caz de avarie majoră.

Alegerea Dobrogei ca zonă gazdă a depozitului a fost dictată de două motive majore, precum: apropierea de obiectivul nuclear şi cantităţile minime de precipitaţii atmosferice ca factor de răspîndire a radionuclizilor specifici conţinuţi în acest tip de deşeuri.

Într-o analiză regională, la scara Dobrogei, un grup de specialişti ai institutelor C.I.T.O.N. şi GEOTEC au selectat un număr de 37 amplasamente potenţiale ca gazdă a acestui tip de depozit [12].

Criteriile de selecţie a amplasamentelor candidat au fost următoarele :

1. Criteriul tectonic. A fost necesară efectuarea unui studiu de specialitate de către Institutul Naţional de Geologie - I.N.G. pentru a se evidenţia legătura dintre principalele accidente tectonice şi activitatea seismică a zonei.

S-au eliminat zonele cu activitate seismotectonică mai accentuată, precum zona Orogenului Nord - Dobrogea şi zonele accidentelor tectonice cu activitate seismică recunoscută: Sfîntul Gheorghe , Pecineaga - Camena, Ovidiu Capidava, Intramoesică.

2. Criteriul seismologic. În baza recomandărilor AEIA de la Viena s-au eliminat zonele de activitate seismică mai mare de I = 7 (MSK).

Izoseista de 7 (MSK) al celui mai puternic seism resimţit în Dobrogea, produs la Sabla (Bulgaria) la 31.03.1901 traverscază Dobrogea pe linia la sud de Cernavodă şi Constanţa. Toate amplasamentele din interiorul acesteia (sudul Dobrogei) au fost eliminate.

3. Criteriul petrografic s-a aplicat în concordanţă cu aceleaşi recomandări ale AEIA de la Viena. S-au eliminat aproape toate amplasamentele din Dobrogea de sud, unde sub pătura loessoidă este prezentă o placă calcaroasă de vîrstă barremiană, în care fenomenele caracteristice sînt frecvente. In Dobrogea centrală s-au eliminat amplasamentele din zona calcarelor jurasice superioare.

4. Criteriul litologic corelat cu permeabilitatea şi capacitatea de absorbţie a formaţiunilor geologice. Acest criteriu a impus amplasamente din zona Cernavodă, unde, sub o pătură loessoidă de pînă la 40 metri, se găsesc

argile roşii pleistocene şi argile precuaternare cu nisipuri.

O menţiune specială s-a acordat stratului de argilă roşie de la baza loessului, care are răspîndire la scara întregii zone adiacente localităţii Cernavodă, cu grosimi de pînă la 15 metri. Permeabilitatea redusă şi capacitatea mare de absorbţie a radionuclizilor impune ca posibilă barieră geologică situată deasupra nivelului apei subterane.

5. Criteriul nivelului hidrostatic. S-a urmărit alegerea unor amplasamente cu adîncimi mari a nivelului hidrostatic al apelor subterane.

Alte criterii:

- evitarea rezervaţiilor naturale de orice natură;
- evitarea resurselor naturale exploatabile;
- evitarea zonelor de alimentare cu apă a localităţilor sau a sistemelor de irigaţii;
- evitarea zonelor instabile, cu alunecări sau eroziuni naturale puternice;
- evitarea pantelor mari pentru căile de acces spre depozit etc.

Amplasamente "CANDIDAT" selectate

Caracteristici geologice

Într-o primă fază au fost reţinute trei asemenea amplasamente:

1. Cernavodă , 2. Saligny, 3. Mireasa.

Primele două amplasamente se află la 3 şi respectiv 0,2 km de centrala nuclearoelectrică de la Cernavodă. Ele s-au impus prin prezenţa argilelor roşii cuaternare şi precuaternare sub depozitele loessoide groase de pînă la 40 metri, cu permeabilităţi scăzute şi capacitate de absorbţie mare. Nivelul hidrostatic este prezent sub 45 metri (Saligny) şi 55 metri (Cernavodă). Prezenţa argilei roşii poate fi considerată ca barieră geologică în calea circulaţiei apei în ambele sensuri. Seismotectonic activitatea este redusă în zona cu intensitate seismică sub 7 (seismul cel mai puternic resimţit în Dobrogea - 31.03.1901 cu epicentrul la Sabla - Bulgaria).

În prezent, ambele amplasamente sînt investigate detaliat, mai ales din punct de vedere hidrogeologic, geotehnic, chimic, capacitate de absorbţie etc. de o echipă complexă de geologi, chimişti şi fizicieni, aparţinînd la trei institute legate de Regia Autonomă de Electricitate - RENEL (Centrul de Inginerie Tehnologică pentru Obiective Nucleare - CITON, Bucureşti - Măgurele, Institutul de Studii Geotehnice şi Geofizice - GEOTEC, Bucureşti şi Institutul de Cercetări Nucleare, Piteşti) în colaboarare cu Universitatea Bucureşti, Institutul Naţional de Geologie, Institutul Naţional de Meteorologie şi Hidrologie, Institutul Naţional de Fizica Pămînturilor (fig.1) [13].

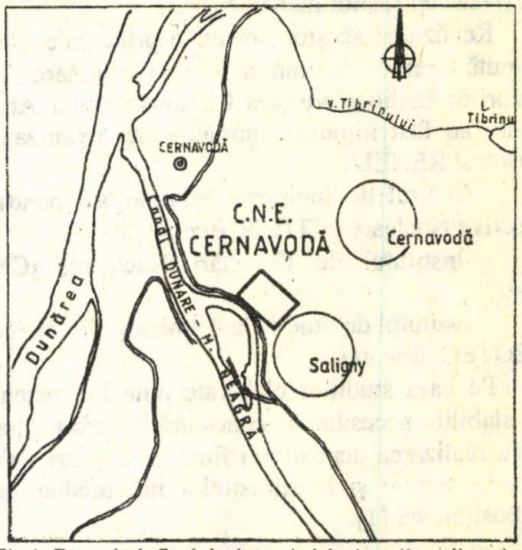


Fig.1. Depozitul final de deşeuri slab şi mediu radioactive. Amplasamentele selectate şi investigate în prezent.

Într-o primă fază a fost reţinut şi amplasamentul Mireasa, în care formaţiunea gazdă a depozitului era de natură stîncoasă - şisturile verzi din Dobrogea Centrală. Ulterior, însă, semnalarea unor pierderi de apă pe discontinuităţi în forajele executate, depistarea unor accidente tectonice însoţitoare ale faliei Ovidiu - Capidava în imediata apropiere a amplasamentului şi distanţele mari de transport (25 km) au determinat abandonarea acestuia.

Depozitarea combustibilului ars

Centrala Nucleară Cernavodă este prevăzută să funcţioneze cu cinci unităţi tip CANDU ce vor produce circa 18 000 tone uraniu epuizat cu un conţinut de 2,76 kg Pu - 239.

Aceste cantităţi de deşeuri puternic radioactive vor fi depozitate, pentru calmare, timp de 10 ani, în bazine speciale la CNE Cernavodă. Ulterior se vor depozita într-un depozit intermediar pe o perioadă de 30 - 40 ani.

Practica anuală arată că soluţia depozitării finale în formaţiuni geologice la mare adîncime este soluţia acceptată pe plan mondial. Condiţiile geologice specifice României asigură în principiu

soluţii în toate formaţiunile investigate astăzi în lume.

Astfel, România posedă 194 masive salifere de vîrstă acvitaniană şi tortoniană [7] cel puţin 17 masive granitice de mari dimensiuni [8, 9] şi alte cîteva formaţiuni care pot să găzduiască depozitul final de combustibil ars.

Dintre acestea, se detaşează două formaţiuni geologice:

- tuful vulcanic din Depresiunea Transilvaniei, cu caracteristici de orizont continuu sub sarea de vîrstă tortoniană, cu extindere de circa 16 000 km^2 , cu grosimi de la zeci de metri la sute de metri;

- şisturile verzi din zona Dobrogei centrale, cu stabilitate maximă asemănătoare platformei vechi, cu mişcări crustale actuale inexistente, aşezate pe un soclu cristalin. De menţionat şi apropierea de obiectivul nuclear.

Stivele de şisturi cristaline şi depozitele argiloase nu au stat în atenţia noastră pînă în prezent. Există însă premise că în zonele montane ale Carpaţilor şi în unele depozite argiloase din depresiunile molasice din zonele de avanfosă şi arierfosă să poată asigura condiţii favorabile depozitării.

Studiile au început în acest sens în anul 1994, sub auspiciile RENEL, cele mai multe concentrîndu-se pe aspectele geologice specifice ţării noastre. În acest sens s-au inventariat cele 194 masive salifere şi 17 masive granitice semnificative [12], urmînd ca în 1995 să se inventarieze tuful de Dej din Transilvania şi şisturile verzi din Dobrogea Centrală. Următorul pas va fi selectarea unor formaţiuni geologice ce oferă cele mai bune condiţii de depozitare a combustibilului ars.

În ambele situaţii s-au aplicat două criterii comune [12]:

- seismicitatea generală a zonei masivului - alegîndu-se zonele cu cea mai mare stabilitate seismică;

- dimensiunea masivului - prin aceasta înţelegînd într-o primă fază extinderea masivului (aproximativ la adîncimea de 500 metri), pe o suprafaţă de pînă la 2,0 km^2 pentru sare şi 200 km^2 pentru graniţe.

În continuare s-au aplicat o serie de criterii specifice celor două formaţiuni.

Pentru sare, în urma aplicării criteriului seismic s-au eliminat masivele salifere din zona adiacentă de curbură a Carpaţilor (P_{100} - 92), apoi pînă în Valea Bistriţei la nord şi Valea Argeşului la est (STAS 11.100/1 - 91). Criteriul stratigrafic precum şi cel al formei de zăcămînt elimină în totalitate seria triasică şi cea acvitaniană. S-a reţinut sarea tortoniană din depozitul Transilvania, acolo unde are extindere mare (16 000 km^2) cu grosimi variabile de pînă la 2000 metri.

Grosimea stratului de sare completat cu forma de zăcămînt şi posibilitatea de realizare a depozitului la 1 000 - 1 200 metri adîncime a eliminat zona centrală a depozitului Transilvaniei, reţinîndu-se zonele marginale, unde sarea migrează spre suprafaţă, datorită grosimii mai mici a stivei de depozite sedimentare de deasupra sării.

După aceea s-a luat în discuţie fenomenul de migrare a sării, acolo unde lipseşte cuvertura sedimentară, avînd valori ce depăşesc mult media de 3 - 4 mm/an, ajungînd la Praid la 30 - 34 mm/an.

Apelînd la experienta germană (Gorleben - adîncimea corpului salifer este de 250 metri în condiţiile în care fenomenul migrării este mult diminuat) s-a ajuns la un minim de 300 metri grosimea depozitelor sedimentare de deasupra sării (respectiv adîncimea corpului salifer).

În ceea ce priveşte granitul, se observă că acesta apare sub forma unor masive eruptive de mari dimensiuni (batolit, lacolit), ce apar în zone cu seismicitate redusă.

Un criteriu de selecţie uzitat cu maximă eficienţă a fost cel al prezenţei unor derivaţii subterane ce transferă mari cantităţi de apă sub presiune, dintr-un bazin hidrografic în altul, din necesităţi energetice. Aceste schimbări de regim hidrogeologic sînt greu de observat şi mai ales de făcut prezumţii în viitor.

Prezenţa unor exploatări, ca material de construcţie, ale granitului sau a unor filoane cu concentraţii metalifere exploatabile a constituit un alt criteriu de eliminare, precum şi gradul de omogenitate al masivului granitic.

În urma acestor analize au fost reţinute cîte patru corpuri salifere şi granitice, ce ar prezenta condiţiile cele mai favorabile pentru depozitarea deşeurilor de combustibil ars (fig.3).

O analiză comparativă între cele două formaţiuni geologice cu condiţii specifice oferite de România a condus la alegerea soluţiei depozitării în corpuri salifere în defavoarea celor granitice.

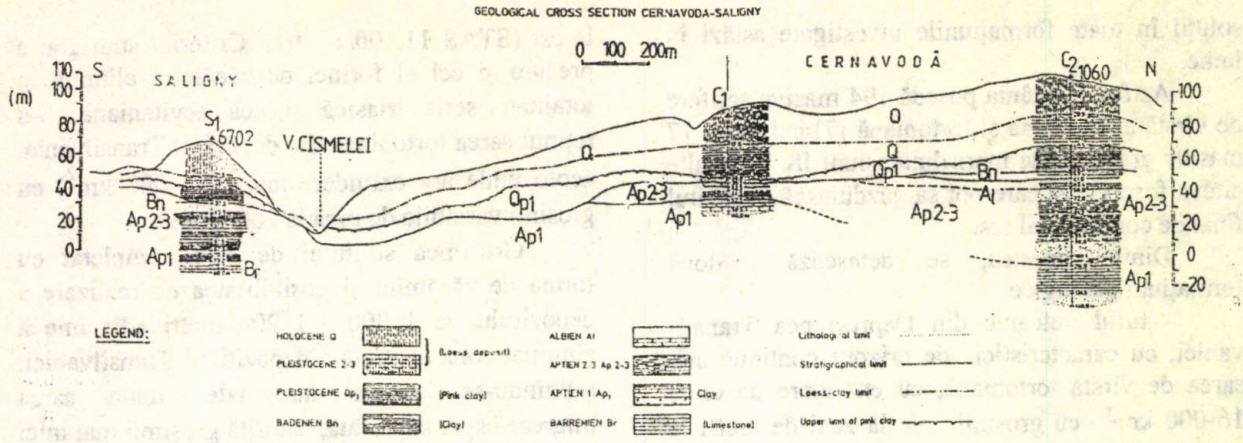


Fig. 2 Depozitul final de deşeuri slab şi mediu radioactive. Secţiune geologică.

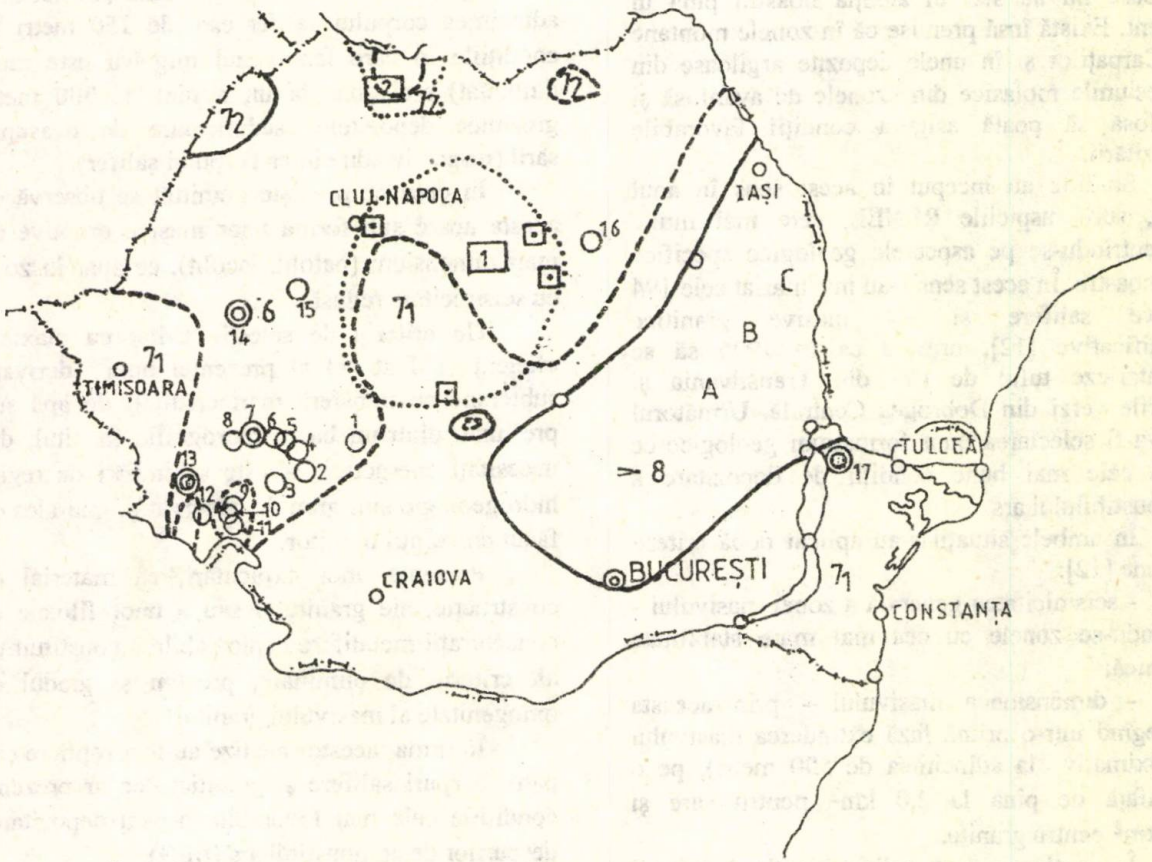


Fig. 3. România - Depozitul final de combustibil ars (DFCA) . Masive granitice şi zone salifere analizate:
——— Limitra între zonele seismice A+B+C şi D+E+F conform P100-92; - - - - - Limita între zonele cu grad de macroseismicitate 6,7 şi 8 conform STAS 111000/1-1991; O Masive granitice analizate; ◎ Masive granitice selectate; 1 Zone salifere analizate; 1 Corpuri salifere selectate

Concluzii

Similar practicii principalelor state cu producţie de energie electrică din centrale nucleare, sarcina studierii, proiectării şi construcţiei depozitelor de deşeuri radioactive revine RENEL.

Studiile de caracterizare ale formaţiunilor geologice gazdă a depozitului, programele de investigare geologică, testările privind condiţiile de depozitare, simulările pe calculator etc., implică costuri mari şi timp îndelungat, cu participarea unor institute de specialitate şi instituţii guvernamentale specifice.

În ţări avansate în domeniu, studiile specifice au început încă din anii '970, fără a se ajunge la o concluzie unanim acceptată.

Pentru depozitarea finală a deşeurilor solide slab şi mediu radioactive, programul RENEL este în faza investigaţiilor detaliate pe două variante apropiate, practic în aceleaşi condiţii geologice, Saligny şi Cernavodă.

RENEL conlucrează prin AIEA (Agenţia Internaţională de Energie Atomică) de la Viena, cu diverse agenţii naţionale, pentru a ţine pasul cu progresele înregistrate în acest domeniu [11].

Pentru depozitarea finală a combustibilului ars cercetările au început în anul 1994 printr-un studiu comparativ [10] privind condiţiile oferite de cele mai folosite formaţiuni geologice, ca gazdă a acestuia: sarea şi granitul.

Experienţa românească redusă în acest domeniu şi rezultatele altor ţări, impun inventarierea condiţiilor oferite de cel puţin alte două formaţiuni: tuful de Dej şi şisturile verzi din Dobrogea.

BIBLIOGRAFIE

[1] Barariu, G. *Raportul anual de progres al Programului Gestionarea Deşeurilor Radioactive şi a Combustibilului Ars,* RENEL, Bucureşti, 1994.

[2] Radu, D. *Selectarea soluţiilor tehnice şi constructive de depozitarea a deşeurilor slab şi mediu active,* RENEL, Bucureşti, 1994.

[3] Andreescu, N. *Analiza dependenţei între soluţia tehnică şi amplasamentul depozitului intermediar de combustibil,* RENEL, Bucureşti, 1994.

[4] Radu, M. *Elaborarea soluţiilor tehnice privind depozitarea intermediară a combustibilului ars, RENEL, Bucureşti, 1994.*

[5] ENRESA (Empresa Nacional de Residuos Radioactivos, S.A.) *Second Research and Developement Plan 1991 - 1995,* Madrid, 1992.

[6] ANDRA (National Weste Management Agency), *Low-level weste disposal technique and experience in France,* Reference Book, Paris, 1994.

[7] Stoica, C., Ghelasic, I. *Sarea şi sărurile de potasiu şi magneziu din România,* 1981.

[8] Oncescu, N. *Geologia României, 1959.*

[9] Mutihac, V., Ionesi, L. *Geologia României, 1983*

[10] *Studii documentare pentru stabilirea cadrului general al condiţiilor geologice, hidrogeologice şi seismologice privind depozitul final de combustibil ars (DFCA) în masivele de sare.* UNIV. Buc. 1994

[11] Auriol, J. (ANDRA, France) *Evaluation of candidate sites based on site characteristic and suitable disposal options.* I.A.E.A. and of mission report, 1994

[12] *Analiza regională privind depozitul final de deşeuri slab şi mediu radioactive,* GEOTEC, 1993.

[13] *Evaluarea condiţiilor geologice, hidrogeologice şi seismologice pentru trei amplasamente "candidat" al depozitelor de deşeuri slab şi mediu radioactive,* GEOTEC, 1993

[14] *Studiu documentar pentru stabilirea cadrului general al condiţiilor geologice, hidrogeologice şi seismologice privind depozitul final de combustibil ars* (DFCA) GEOTEC,1994.

Referent: ing. Ciocănescu Marin - ICN Piteşti

(Primit la 26 septembrie 1994, acceptat la 15 decembrie 1994)

Lucrarea prezintă succint metodele analitice pentru evaluarea efectelor dinamice care apar în reţele de conducte datorită regimurilor tranzitorii care au stat la baza dezvoltării programelor de calcul cu ajutorul cărora s-a realizat de către autori verificarea sistemelor ECCS şi EWS la fenomenul "lovitura de berbec" şi a sistemului circuitului primar la forţe asociate ruperilor de conducte.

Exemplele de calcul prezentate pun în evidenţă posibilitatea programelor de a modela fenomenele tranzitorii din reţele de conducte complexe. Din analiza mai multor regimuri tranzitorii rezultă că suprapresiunea, care poate să apară datorită fenomenului loviturii de berbec este cuprinsă într-o plajă mare care depinde de viscozitatea fluidului, viteza iniţială, durata de iniţiere a regimului tranzitoriu, rigiditatea sistemului etc., putîndu-se atinge o presiune de cîteva zeci de ori mai mare decît presiunea iniţială.

În lucrare se face o prezentare generală a unor noi tipuri de dispozitive pentru atenuarea efectului loviturii de berbec şi suporţi de susţinere a sistemelor de conducte şi echipamentelor capabili să amorseze vibraţiile date de regimurile tranzitorii ale curgerii fluidelor, vibraţii generate de mişcări seismice, preluări de şocuri mari date de ruperi de conducte, precum şi preluarea unor încărcări statice foarte mari. Aceste tipuri de dispozitive au la bază idei noi protejate la OSIM prin brevete de invenţie şi în prezent sînt în curs de realizare prototipurile pentru o parte dintre ele.

The paper briefly presents analytic methods to estimate the dynamic efects induced in pipe networks by transient regimes based on computation programmes which were developed to verify the behaviour of ECCS and EWS systems under "hydro hammer effect" and behaviour, of the primary circuit system under stresses caused by pipe cracks. Computation examples are presented to emphasize the possibilities of programme to model transient phenomena in complex pipe networks.

The overpressure which may be induced by the hydraulic hammer effect, as revealed by comparing several transient regimes, depends on the fluid viscosity, the initial velocity, the duration of the transient regimes, the system rigidity and so on, so that a pressure several tens times higher than the initial one can be reached.

The paper gives a general presentation of several new types of devices intended to damp the efect of the hydraulic hammer phenomenon as well as of the sustaining supports for the systems of pipes and equipment able to damp the vibrations caused by the transient regimes of fluid flows, vibrations generated by seismic movements, and to take up high shocks caused by pipe breakage as well as to take up very high static loads. These types of devices are based on novel ideas protected by patents filed with OSIM (State Office for Standardization, Inventions and Trademarks) and prototypes for some of them are presently under manufacture.

EVALUAREA ÎNCĂRCĂRILOR DINAMICE DATE DE REGIMURILE TRANZITORII DE CURGERE A FLUIDELOR ÎN SISTEME DE CONDUCTE ŞI DISPOZITIVE DE REDUCERE A ÎNCĂRCĂRILOR ŞI EFECTELOR LOR

dr. ing. VIOREL ŞERBAN, ing. MIHAI ALEXANDRU CHIRIŢĂ, ing. MARIAN ANDRONE, anl. CONSTANTIN ALEXANDRU, ing. CAMELIA CIUCĂ, ing. JANINA BĂDARĂ, anl. CARMEN ALEXANDRU *

* Centrul de Inginerie Tehnologică pentru Obiective Nucleare - CITON, Bucureşti

Descriptori: centrale nucleare, regimuri dinamice, dinamica fluidelor, sisteme de conducte

1. Introducere

Creşterea puterii unitare a centralelor nuclearoelectrice impune vehicularea unor debite mari de fluid în reţelele de conducte, în diferite regimuri de exploatare.

Regimurile tranzitorii normale şi anormale, care apar în exploatarea unei CNE (pornire, oprire, variaţii de putere, avarii), dau naştere la solicitări dinamice foarte mari asupra reţelelor de conducte şi asupra structurilor suport. Evaluarea realistă a încărcărilor apare ca o necesitate pentru eliminarea supradimensionărilor, care în unele cazuri sînt practic imposibil de realizat fizic. Din punct de vedere fenomenologic încărcările dinamice date de curgerea fluidelor în reţele de conductă se pot împărţi în: încărcări produse de suprapunerile undelor de presiune directe şi reflectate în reţelele de conducte ca urmare a iniţierii lor de un fenomen tranzitoriu (lovitura de berbec) şi încărcări date de scurgerea fluidelor prin spărturi de conductă asupra conductei (forţe de reacţie) şi asupra structurilor din jur, atît de deformarea conductei (forţe de biciuire), cît şi de jetul de fluid (forţe de impact).

Încărcările dinamice date de regimurile tranzitorii pot fi evaluate conservativ prin formule semiempirice (situaţie neacceptabilă pentru debite datorită supraevaluării forţelor care au valori reale foarte mari sau pot fi determinate mai realist prin modelarea analitică a fenomenelor dinamice care apar în aceste regimuri (situaţie impusă pentru debite mari de fluid ca, de exemplu, CNE de putere mare).

Lucrarea tratează separat evaluarea încărcărilor din lovitură de berbec şi cele asociate ruperii de conducte: forţe de reacţie, forţe de impact, efect de biciuire şi prezintă rezultatele obţinute de autori .

În lucrare se face o prezentare generală a unor noi tipuri de dispozitive pentru atenuarea efectului loviturii de berbec şi de suporturi de susţinere a sistemelor de conducte şi echipamentelor capabile să amortizeze vibraţiile date de regimurile tranzitorii ale curgerii fluidelor, vibraţii generate de mişcări seismice, preluări de şocuri mari date de ruperi de conducte, precum şi prelucrarea unor încărcări statice foarte mari. Aceste tipuri de dispozitive au la bază idei noi, protejate la OSIM prin brevete de invenţie şi în prezent sînt în curs de realizare prototipurile pentru o parte dintre ele.

2. Evaluarea încărcărilor dinamice asociate fenomenului de lovitură de berbec

Fenomenele de mişcare tranzitorie au un caracter ondulatoriu datorită elasticităţii conductei, inerţiei şi compresibilităţii fluidului etc. O perturbare a condiţiilor locale provoacă schimbări locale ale debitului şi presiunii, schimbări care se transmit prin unde în lungul instalaţiei hidraulice, generînd două unde asociate: unda de presiune şi unda de debit, între care există o legătură directă. Cele două unde elementare, de presiune şi de debit, care pot suferi fenomene de reflexii, refracţii, divizări şi suprapuneri, formează unda fizică care generează în sistem modificări de presiune şi debit.

Fenomenele tranzitorii care apar în reţelele de conducte, denumite în continuare lovitura de berbec, pot fi exprimate matematic prin ecuaţii cu derivate parţiale, de tipul ecuaţiei coardei vibrante.

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{\gamma}{c^2}\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \qquad (1)$$

$$\frac{\partial^2 V}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2}\frac{\partial^2 V}{\partial t^2} \qquad (2)$$

unde $p(x,t)$ este presiunea, $V(x,t)$ este viteza fluidului, c este viteza sunetului în fluidul respectiv (viteza care depinde de natura fluidului şi rigiditatea conductei), γ este greutatea specifică a fluidului, iar x este coordonat spaţială a punctului din sistemul de conducte unde se evaluează presiunea şi viteza.

Soluţiile $p(x,t)$ şi $V(x,t)$ trebuie să verifice condiţiile iniţiale şi la limită ale fenomenului tranzitoriu (loviturii de berbec).

Ecuaţiile (1) şi (2) pot fi integrate prin metoda schimbării variabilelor (d'Alembert şi Euler).

Rezultă soluţiile de forma:

$$p = p_0 + \gamma\left[F\left(t-\frac{x}{c}\right) - f\left(t+\frac{x}{c}\right)\right] \qquad (3)$$

$$V = V_0 - \frac{g}{c}\left[F\left(t-\frac{x}{c}\right) + f\left(t+\frac{x}{c}\right)\right] \qquad (4)$$

unde funcţia F(t-x/c) reprezintă unda directă, iar f(t+x/c) reprezintă unda indirectă (reflectată sau inversă).

Pentru analiza numerică a fenomenului, sistemul de conducte se consideră a fi constituit dintr-un număr de tronsoane. Un tronson este definit ca o porţiune de curgere cu aria secţiunii constantă, cu viteza sunetului constantă şi care are la cele două capete joncţiuni care pot fi de tipul : discontinuitate de diametru, cot, conexiune între trei pînă la şase tronsoane (ramificaţie), clapeta de reţinere, vana de evacuare sau spărtură, capăt închis, rezervor sau presurizor, orificiu, racord de măsurare a presiunii, pompa.

Alegînd un interval de studiu pentru propagarea undelor sonice, Δt , tronsoanele sistemului de conducte sînt împărţite în segmente, fiecare cuprins între două puncte nodale, astfel încît timpul de parcurgere a distanţei dintre două noduri de către unda sonică să fie egal cu Δt.

Viteza de curgere Vi, j în fiecare nod i al unui tronson j se consideră pozitivă dacă curgerea se desfăşoară de la nodul i la nodul $i + 1$. Se consideră, de asemenea, că presiunea iniţială p_j^o şi viteza iniţială V_j^o sînt constante, indiferent de nodul i.

Unda în tronsonul j, care la timpul t este în nodul i şi se propagă spre nodul i+1 se notează $F_{i,j}^t$, iar unda care la timpul t este în nodul i şi se propagă spre nodul i-1 se notează cu $f_{i,j}^t$ (fig.1).

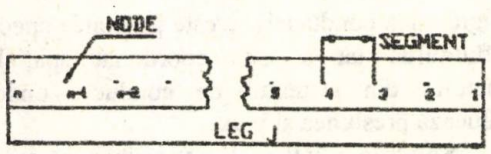


Fig.1. Nodalizarea unui tronson de conductă.

Cu aceste notaţii se obţine:

$$p_{i,j}^t - p_j^o = \gamma\left(F_{i,j}^t + f_{i,j}^t\right) \qquad (5)$$

$$V_{i,j}^t - V_j^o = \frac{g}{c_j}\left(F_{i,j}^t - f_{i,j}^t\right) \qquad (6)$$

Dacă se neglijează frecarea, unda $F_{i,j}$ avansează de la nodul i la nodul $i + 1$ în intervalul Δt, iar unda $f_{i,j}$ de la nodul i la nodul i-1 în intervalul Δt.

Deci:

$$F_{i,j}^t = F_{i-1,j}^{t-\Delta t} \qquad (7)$$

$$f_{i,j}^t = f_{i+1,j}^{t-\Delta t} \qquad (8)$$

Amplitudinea undelor F şi f rezultate din ecuaţiile (7) şi (8) se înlocuieşte în ecuaţiile (5) şi (6) pentru a obţine vitezele şi presiunile.

Dacă se consideră pierderile prin frecare se utilizează procedeul denumit "orificiu de frecare". Acesta constă în plasarea unei diagrame fictive în fiecare nod (fig.2).

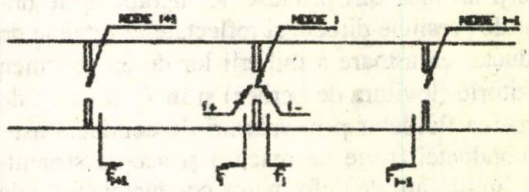


Fig.2. Utilizarea "orificiilor de frecare".

Vitezele şi presiunile pot fi aflate din ecuaţiile (5) şi (6) şi din ecuaţiile care descriu conservarea energiei în fiecare nod (la fiecare "orificiu de frecare").

Din conservarea energiei, după trecerea undei rezultă:

$$\frac{p_{i_-,j}}{\gamma} + \frac{V_{i,j}^2}{2g} = \frac{p_{i_+,j}}{\gamma} + \frac{V_{i,j}^2}{2g} + k_f \frac{V_{i,j}^2}{2g}$$

în care: $k_f = C_f C_j \frac{\Delta t}{D}$, unde Cf este coeficientul de frecare.

Din ecuaţia de conservare a energiei şi din relaţiile:

$$p_{i_-,j}^t = P_j^o + \gamma(F_{i-1,j}^{t-\Delta t} + f_{i,j}^t)$$

$$p_{i_+,j}^t = P_j^o + \gamma(F_{i,j}^t + f_{i+1,j}^{t-\Delta t})$$

rezultă $V_{i,j}^t$. Cu această valoare se calculează $F_{i,j}^t$ şi $f_{i,j}^t$ cu care se calculează presiunea $p_{i,j}^t$.

La fiecare joncţiune între tronsoane se aplică ecuaţiile de conservare a energiei şi masei fluidului.

În acest mod, pornind de la condiţiile iniţiale şi la limită, se evaluează succesiv în paşi de timp Δt distribuţia presiunilor şi vitezelor fluidului în fiecare nod al tronsoanelor sistemului de conducte.

Pentru evaluarea forţelor exercitate de fluid asupra pereţilor, se consideră o masă de fluid de o formă neregulată (fig.3).

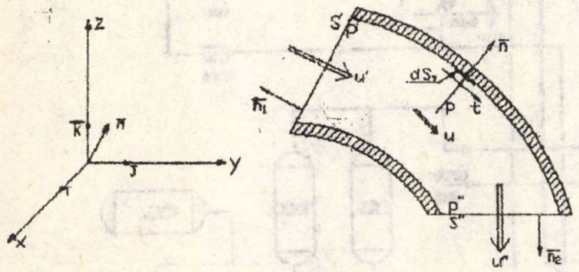


Fig.3. Evaluarea forţei exercitate de fluid asupra pereţilor.

Variaţia impulsului fluidului din porţiunea considerată trebuie să fie egală cu suma tuturor forţelor care acţionează asupra acestuia.

Variaţia impulsului fluidului este dată de:

- accelerarea masei de fluid;
- impulsul ce trece prin suprafeţele S' şi S", care delimitează masa de fluid:

$$\frac{\partial}{\partial t}\iiint_V \vec{u}\rho\,\mathrm{d}V + \iint_{s'} \vec{u}'(\rho'\vec{u}'\vec{n}_1\,\mathrm{d}S') + \iint_{s''} \vec{u}''(\rho''\vec{u}''\vec{n}_2\,\mathrm{d}S'').$$

Forţele care acţionează asupra fluidului sînt:

- forţa datorată presiunii asupra pereţilor udaţi $-\iint_{s_w} p\vec{n}\,\mathrm{d}S_w$:
- forţa datorată presiunii exercitate de fluidul înconjurător: $-\iint_{s'} p'\vec{n}_1\,\mathrm{d}S' - \iint_{s''} p''\vec{n}_2\,\mathrm{d}S''$;
- forţa de frecare pe peretele udat $-\iint_{s_w} \vec{\tau}\,\mathrm{d}S_w$, unde τ este tensiunea de frecare;
- forţa gravitaţională. Presupunem că acţionează în direcţia z: $-\iiint_V \rho g\vec{k}\,\mathrm{d}V$. Rezultă forţa exercitată de fluid în direcţia m:

$$F_m = -\left\{\frac{\partial}{\partial t}\iiint_V \vec{u}\vec{m}(\rho\,\mathrm{d}V) + \iint_{s'}\left[p' + \rho'(\vec{u}')^2\right](\vec{m}\vec{n}_1\,\mathrm{d}S') + \right.$$

$$\left. + \iint_{s''}\left[p'' + \rho''(\vec{u}'')^2\right](\vec{m}\vec{n}_2\,\mathrm{d}S'') + \iiint_V \rho g\vec{k}\vec{m}\,\mathrm{d}V\right\}$$

Termenii care apar în expresia forţei sînt obţinuţi din analiza dinamică a fluidului .

3. Determinarea încărcărilor asociate fenomenului loviturii de berbec pentru sistemul ECC de la CNE Cernavodă unitatea 1

Sistemul de răcire la avarie a zonei active (ECCS, Emergency Core Cooling System) funcţionează în urma unui accident de pierdere a agentului de răcire (LOCA, Loss of Coolant Accident), pentru a elimina căldura reziduală şi de dezintegrare din zona activă a reactorului şi pentru a limita avarierea combustibilului.

Schema termomecanică simplificată a sistemului este prezentată în figura 4.

Pentru determinarea încărcărilor asociate fenomenului loviturii de berbec au fost considerate ca reprezentative următoarele regimuri de funcţionare a sistemului:

a) injecţia de înaltă presiune după un LOCA (vanele de izolare D_2O deschise);

b) testarea dinamică a sistemului de înaltă presiune-HPECC (vanele de izolare D_2O închise);

c) funcţionarea normală a sistemului ECC de medie presiune MPECC cu vanele de izolaţie D_2O deschise;

d) testarea dinamică a sistemului ECC de medie presiune (vanele de izolare D_2O închise).

Aceste analize au dus la concluzia că regimul de testare a părţii de înaltă presiune din sistemul ECC induce cele mai mari încărcări (presiune maximă 5484 kPa şi diferenţa maximă de presiune între capetele unui tronson de 1346 kPa).

În figura 5 se prezintă variaţia în timp a presiunii într-o joncţiune la funcţionarea normală a sistemului ECC, partea de înaltă presiune şi respectiv partea de medie presiune.

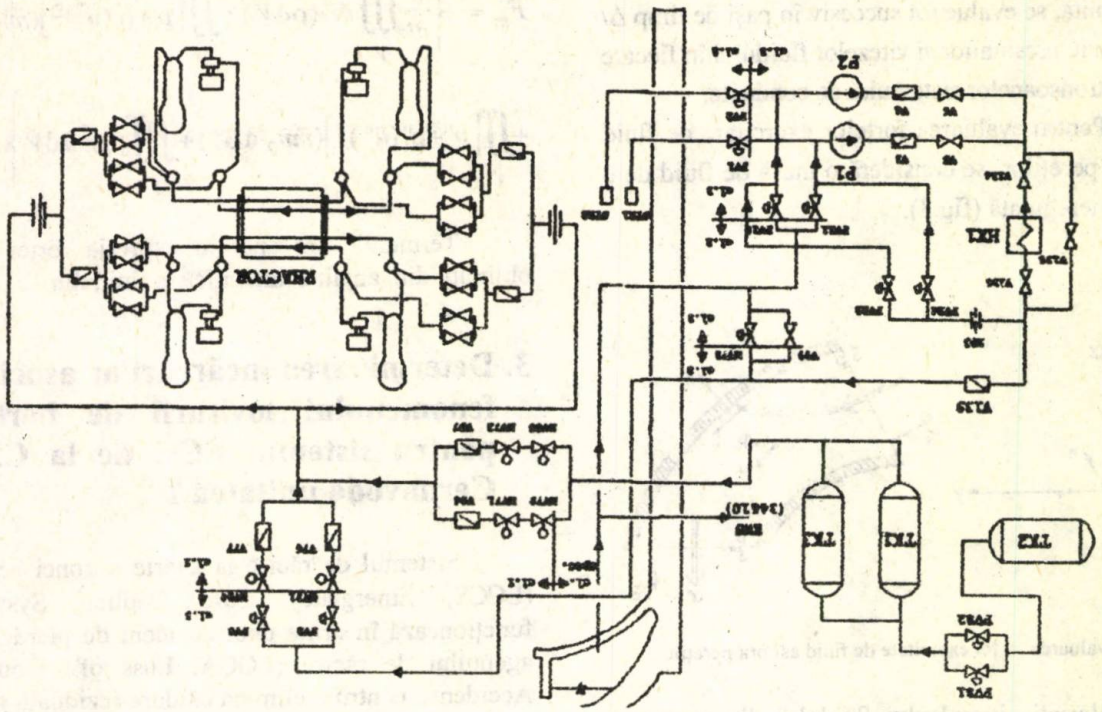


Fig. 4. Schema termomecanică a sistemului de răcire la avarie a zonei active.

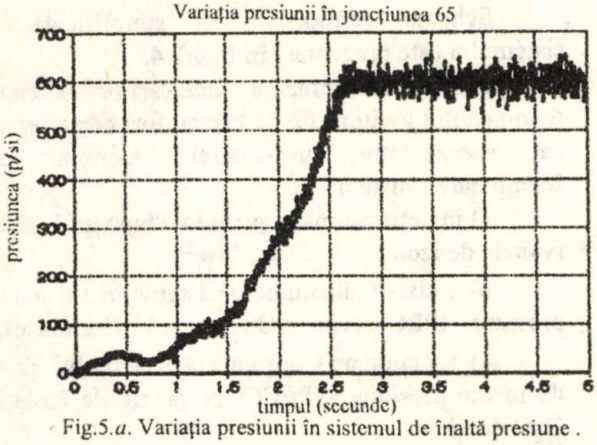


Fig.5.*a*. Variaţia presiunii în sistemul de înaltă presiune .

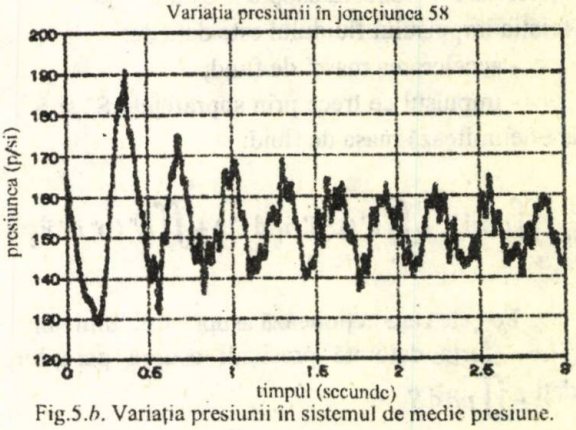


Fig.5.*b*. Variaţia presiunii în sistemul de medie presiune.

4. Dispozitiv de reducere a efectelor loviturii de berbec

Pentru reducerea efectelor loviturii de berbec s-a gîndit un dispozitiv pasiv, care se conectează la o reţea de conducte şi care poate amortiza vibraţiile generate de curgerea fluidului în exploatare normală. Dispozitivul intervine în reducerea suprapresiunii create de regimurile tranzitorii prin preluarea elastică a undelor de presiune şi amortizarea rapidă a lor. Caracteristica de rigiditate a dispozitivului este neliniară, pentru a putea prelua eficient o gamă mare de unde de suprapresiune.

Amortizarea undei se realizează prin comprimarea şi destinderea adiabatică a unui gaz, precum şi prin trecerea forţată a gazului prin nişte duze calibrate şi acoperite cu lamele elastice de o rigiditate impusă.

Dispozitivul realizează o reglare automată a presiunii în reţeaua de conducte în anumite limite impuse de caracteristicile lui constructive.

Din punct de vedere constructiv dispozitivul este uşor de realizat şi are dimensiuni relativ mici. Siguranţa în exploatare a dispozitivului este de acelaşi ordin de mărime cu a reţelei de conducte; dispozitivul nu are în componenţă piese care în timpul exploatării să prezinte un proces accelerat de uzură.

Notă. Dispozitivul ale cărui caracteristici funcţionale au fost prezentate face obiectul unei cereri de brevet de invenţie (dosar 94-00507/29.03.1994) la Oficiul de Stat pentru Brevete şi Mărci, aflată în curs de examinare.

5. Evaluarea încărcărilor dinamice asociate fenomenului de ruperi de conducte

5.1. Forţele de interacţiune fluid - conductă

Pentru determinarea forţelor induse de fluid în diverse puncte ale sistemului de conducte, se aplică teorema impulsului în cazul mişcării nepermanente pentru un volum de control:

$$\int_V \frac{\partial \rho \vec{V}}{\partial t} dV + \int_s \rho \vec{V} V \cos\alpha \, dS = \sum \vec{F}_e$$

Volumul de control poate fi reprezentat de un element de conductă dreaptă, un cot sau o ramificaţie. Determinarea forţelor de interacţiune se face într-un sistem de coordonate curbiliniu asociat volumului de control.

Teorema impulsului în coordonate curbilinii duce la următoarele forme de exprimare a acestor forţe:

a) Forţa de interacţiune fluid - conductă pentru o conductă dreaptă:

$$\vec{F} = -\left[1\frac{\partial Q}{\partial t} + p_2 S_2 + \frac{Q_2^2}{\rho_2 S_2} - \left(p_1 S_1 + \frac{Q_1^2}{\rho_1 S_1} \right) + \right.$$

$$\left. + \rho g S_1 M_{12} \right] \vec{i}' - \rho g S_1 M_{22} \vec{j}' - \rho g S_1 M_{32} \vec{k}'$$

b) Forţa de interacţiune fluid - conductă pentru un cot:

$$\vec{F} = -\left[R_0 \frac{\partial Q}{\partial t} \sin\phi + \left(p_2 S_2 + \frac{Q_2^2}{\rho_2 S_2} \right) \cos\phi - \right.$$

$$- \left(p_1 S_1 + \frac{Q_1^2}{\rho_1 S_1} \right) + \rho g S R_0 M_{12} \left. \right] \vec{i}' -$$

$$- \left[R_0 \frac{\partial Q}{\partial t} (1 - \cos\phi) + \left(p_2 S_2 + \frac{Q_2^2}{\rho_2 S_2} \right) \cdot \right.$$

$$\left. \cdot \sin\phi + \rho g S R_0 M_{22} \right] \vec{j}' - \rho g S R_0 M_{32} \vec{k}',$$

unde: l, R_o, P, S, ρ, Q, M_{ij} sînt: lungimea elementului de conductă dreaptă, raza cotului, presiunea, aria de curgere, densitatea, debitul, respectiv elementele matricei de rotaţie.

Vectorii i', j', k' sînt versorii sistemului cartezian local elementului de conductă. Unghiul ϕ reprezintă valoarea unghiului corespunzător elementelor de conductă dreaptă, care definesc un cot.

c) Forţa de reacţie indusă de jetul de fluid în spărtură se determină ca în cazul a, punînd condiţia ca parametrii de ieşire din elementul de conductă să corespundă celor ai mediului ambiant.

5.2. Forţa de impact a jetului pe un obstacol plan

Determinarea forţei de impact a jetului de fluid pe un obstacol plan se determină prin aplicarea teoremei impulsului jetului la impactul cu obstacolul. Aceasta depinde de forma ţintei, aria supusă acţiunii jetului şi orientarea relativă faţă de jet, precum şi de aria transversală a jetului şi de proprietăţile fizice ale fluidului.

Jetul de fluid evacuat prin spărtura de arie S se expandează într-o arie Ae, la o distanţă conductă - ţintă, L, unde se presupune a fi omogen.

Astfel, forţa iniţială care determină impactul este dată de relaţia:

$$F = k \cdot \int_s \rho V^2 \, dS \cdot \sin\alpha,$$

unde: ρ este densitatea fluidului; V - viteza jetului la impact; α - unghiul de impact al jetului pe ţintă; k - coeficient care ţine cont de tipul impactului cuprins între 1 şi 2.

Presupunînd un jet de formă circulară, aria expandată la distanţa L este $A_e = \pi(d + 2L \cdot \tan\phi)^2 / 4$, unde d este diametrul spărturii.

Forţa efectivă a jetului pe un obstacol plan este $F_t = F \cdot A_t / A_e$, pentru $A_t < A_e$ sau Ft = F, pentru $A_t > A_e$.

5.3. Efectul de biciuire

Analiza impactului dinamic iniţial al loviturii de bici trebuie să demonstreze că sistemul utilizat ca limitator de avarie va opri în condiţii de siguranţă conducta care loveşte; trebuie să determine deformaţia maximă a componentei absorbante de energie şi să definească sarcinile maxime pentru structura limitatorului de avarie.

Analiza stării staţionare de încărcare a sistemului de conducte trebuie să demonstreze că după ce a avut loc disiparea energiei cinetice iniţiale a mişcării conductei rupte, sistemul de limitare a avariei va menţine conducta ruptă într-o stare stabilă pe toată durata depresurizării.

Forţa de şoc generată de jet asupra tronsonului de conductă reprezintă forţa de reacţie în spărtura determinată mai sus.

Analiza dinamică a sistemului conductă - limitator de avarie se face prin metoda bilanţului de energie, care se bazează pe principiul conservării energiei şi consideră implicit atît efectele neelastice ale materialului, cît şi efectele neliniarităţii geometrice (jocul dintre conductă şi limitator de avarie).

Se presupune că în cazul unei ruperi circumferenţiale se formează articulaţii plastice în fiecare al doilea cot al traseului sau între primul şi al doilea cot.

În cazul apariţiei unei articulaţii plastice în conductă, eforturile permanente datorate jetului induc viteze mari în segmentul de conductă cuprins între articulaţia plastică şi punctul de rupere.

La impactul cu limitatorul de avarie, conducta posedă o energie cinetică; aceasta va fi transformată în energie internă sau potenţială în structura limitatorului de avarie.

Se consideră un model simplu de interacţie conductă-limitator de avarie.

Conducta care loveşte se presupune că acţionează ca un corp rigid, care se roteşte în jurul unui punct al unei articulaţii cunoscute.

Forţa de şoc a jetului, în realitate dependentă de timp, se consideră a fi constantă. Ea trebuie să fie mai mare decît forţa necesară pentru a crea o articulaţie plastică într-un punct dat.

Ecuaţia de mişcare a conductei rigide, care se roteşte în jurul unui punct fix, este: $I\frac{d^2\theta}{dt^2} + M_p = F \cdot L.$, unde $I = \mu L^3/3$ este momentul de inerţie masic al conductei faţă de punctul de articulaţie, μ - masa liniară a conductei, L - distanţa articulaţie-ruptură, Mp - momentul de rezistenţă la mişcarea de rotaţie aplicat în articulaţia plastică.

Se integrează ecuaţia de mişcare şi se obţine:

$$\frac{d\theta}{dt} = \left(FL - M_p\right) \cdot t / I \quad \text{şi}$$

$$\theta = \left(FL - M_p\right) \cdot t^2 / 2I$$

cu condiţiile iniţiale: $d\theta/dt = 0$ şi $\theta = 0$.

Energia cinetică de rotaţie a conductei este:

$$E_c = I(d\theta/dt)^2 / 2 = \left(FL - M_p\right) \cdot \theta$$

Dacă conducta este suficient de lungă se poate crea o articulaţie plastică într-un punct intermediar.

Energia cinetică de rotaţie a unei conducte în jurul unui punct situat la distanţa x între 0 şi L este :

$$E_c(x) = I(d\theta/dt)^2 / 2 = 3(F_x - M_p)^2 t^2 / 2\mu x$$

Determinarea punctului intermediar se face prin determinarea distanţei pentru care $Ec(x)$ devine maxim.

Valoarea maximă se realizează pentru $x_0 = 3M_p / F$.

Prin urmare, poziţia primei articulaţii plastice este funcţie de momentul articulaţiei plastice M_p şi valoarea forţei de şoc a jetului.

Deoarece limitatorul de avarie trebuie amplasat între articulaţia plastică şi capătul conductei faţă de articulaţie, energia cinetică de rotaţie a conductei în momentul impactului cu limitatorul de avarie se exprimă, în funcţie de distanţa L_1 şi jocul limitatorului X_1, sub forma:

$$E_c = (FL - M_p) \cdot X_1 / L_1$$

La impactul conductei cu limitatorul de avarie, acesta trebuie să fie capabil să absoarbă întreaga energie cinetică de rotaţie.

Un limitator ideal se poate aproxima cu un resort liniar, cu rezistenţa biliniară.

Energia internă totală, E_{in}, absorbită de limitatorul de avarie, se scrie sub forma: $E_{in} = KX_e^2 / 2 + K'(X_m - X_e)^2 / 2 + R_c(X_m)$, unde K şi K' sînt rigidităţile limitatorului în domeniul elastic, respectiv inelastic: X_2 şi X_m sînt deviaţiile în demeniul elastic, respectiv inelastic, iar R_c este rezistenţa la curgere.

Calculul deviaţiei maxime a limitatorului de avarie necesită parcurgerea următoarelor etape:

- calculul energiei cinetice de rotaţie a tronsonului de conductă;
- calculul deviaţiei maxime a limitatorului de avarie în cazul absorbţiei în domeniul elastic a energiei de rotaţie;
- calculul derivaţiei maxime a limitatorului de avarie în cazul absorbţiei în domeniul plastic a energiei de rotaţie, în cazul depăşirii domeniului elastic.

Această valoare se compară cu valoarea deviaţiei maxime permisă a limitatorului.

6. Determinarea încărcărilor asociate ruperii de conducte la circuitul primar de la CNE Cernavodă

Aplicarea metodologiei prezentate s-a efectuat la circuitul primar al reactorului Candu PHWR la colectorul de aspiraţie al pompei pentru o spărtură cu suprafaţă de 40 % din suprafaţa de curgere.

În figurile 6 şi 7, se prezintă variaţia în timp a forţei din cotul, respectiv din conducta colectorului de aspiraţie al pompei.

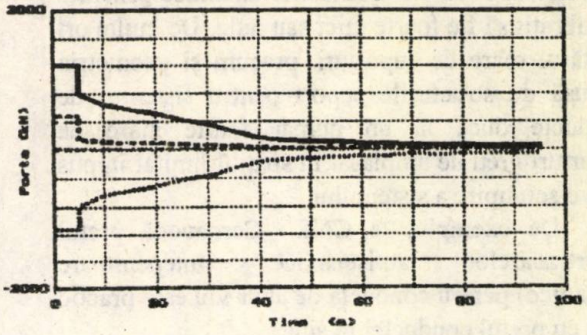


Fig.6. Forţa de interacţiune fluid-conductă în cotul colectorului de aspiraţie al pompei.

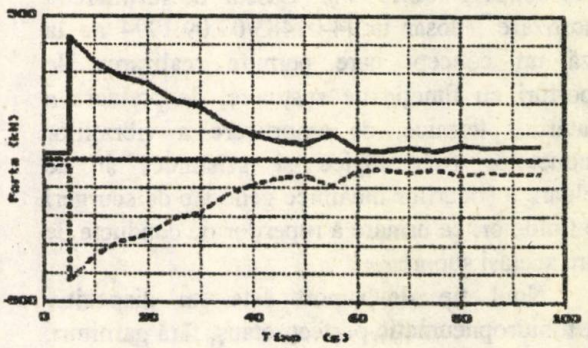


Fig.7. Forţa de interacţiune pe linia de conductă a colectorului de aspiraţie al pompei.

7. Dispozitive speciale pentru preluarea şi amortizarea încărcărilor dinamice la sistemul de conducte şi echipamente

Sistemele de conducte şi echipamente care transportă fluid supus unei variaţii de temperatură în timpul exploatării necesită suporturi speciale care să permită dilatările termice ale sistemului, preluarea încărcărilor statice şi preluarea şi amortizarea încărcărilor dinamice date de vibraţiile tehnologice şi seismice. Pînă în prezent aceste cerinţe sînt parţial soluţionate prin prevederea de suporturi fixe şi/sau suporturi elastice şi/sau cu joc înţepenitor pentru mişcări mecanice (SNUBER) şi suporturi antiavarie, ceea ce duce în multe cazuri la solicitări suplimentare ale sistemului din cauza

imposibilităţii de realizare a unui sistem la care solicitările termice să se autocompenseze sau a unui sistem la care amplificările dinamice generate de vibraţii să fie foarte mici sau nule. De multe ori numărul mare de suporturi, precum şi geometria impusă de structurile suport pentru sistemul de conducte duce la un număr foarte mare de suporturi greu de amplasat în spaţiul limitat impus şi la o scumpire a sistemului.

De exemplu, la CNE Cernavodă preţul amortizoarelor antiseismice (întepenitoare mecanice) pentru conducta de abur viu este practic egal cu preţul conductei în sine.

Soluţiile de tipuri noi de suporturi înregistrate la OSIM sub numele "Dispozitive de susţinere şi amortizare", dosar nr.94-00232/16.02.1994 şi "Caseta de susţinere şi amortizare", dosar nr.94-01483/07.09.1994 au la bază un concept care permite realizarea de suporturi cu funcţie de susţinere, de preluare a dilatărilor termice, de amortizare a vibraţiilor conductelor (tehnologice şi seismice) şi de preluare a şocurilor dinamice generate de scurgeri ale fluidelor, ca urmare a ruperilor de conducte de către acelaşi suport.

Noul tip de suport este un dispozitiv elastohidropneumatic perfect etanş, fără garnituri, care nu necesită întreţinere pe durata de viaţă a centralei.

Noul tip de suport poate fi realizat în mai multe variante constructive, fiecare cuprinzînd o gamă largă de tipodimensiuni variind de la dimensiuni de cîţiva centrimetri pînă la cîţiva metri, iar forţele preluate pot varia de la zeci de N la zeci de MN.

Acest tip de suport poate fi realizat din mai multe dispozitive simple, conectate în serie şi care lucrează funcţional în paralel, avînd fiecare o fiabilitate foarte mare; eventuala distrugere a unui dispozitiv elementar nu scoate din funcţiune celelalte dispozitive şi în consecinţă nu afectează funcţionarea suportului.

În prezent, se realizează prototipul pentru noul tip de suport, pe care se vor efectua testări experimentale.

Concluzii

Lucrarea prezintă succint metodele analitice pentru evaluarea efectelor dinamice care apar în reţele de conducte datorită regimurilor tranzitorii care au stat la baza dezvoltării programelor de calcul cu ajutorul cărora s-a realizat de către autori verificarea sistemelor ECCS şi EWS la fenomenul "lovitura de berbec" şi a sistemului circuitului primar la forţe asociate ruperilor de conducte.

Programele de calcul sînt scrise în limbajul de programare TURBO PASCAL versiunea 6 şi pot fi rulate pe calculatoarele personale, ele avînd facilităţi rapide de scriere a INPUT-ului şi de prelucrare a rezultatelor sub formă grafică.

Exemplele de calcul prezentate pun în evidenţă posibilităţile programelor de a modela fenomenele tranzitorii din reţele de conducte complexe. Din analiza mai multor regimuri tranzitorii rezultă că suprapresiunea care poate să apară datorită fenomenului loviturii de berbec este cuprinsă într-o plajă mare, care depinde de vîscozitatea fluidului, viteza iniţială, durata de iniţiere a regimului tranzitoriu, rigiditatea sistemului etc., putîndu-se atinge o presiune de cîteva zeci de ori mai mare decît presiunea iniţială.

Lucrarea descrie cîteva dispozitive de atenuare a efectelor loviturii de berbec şi de susţinere şi amortizare capabile să preia sarcini statice şi dinamice într-o gamă foarte mare de valori, dispozitive care influenţează favorabil toate regimurile tranzitorii care pot apărea în exploatarea reţelelor de conducte.

În continuare se urmăreşte dezvoltarea programelor de calcul în sensul modelării cît mai fidele a efectelor dispozitivelor, validării prototipurilor şi omologăriii dispozitivelor brevetate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Computer Program WHAM for Calculation of Pressure, Velocity and Force Transients in Liquid Filled Piping Networks,* Kaiser Engineers, 1987.

[2] *Design Manual. ECCs process design.* 79-63432-DM-000, 88-03-23.

[3] Florea, J., Panaitescu, V. *Mecanica fluidelor.* Ed. Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1979.

[4] *Manual de proiectare pentru sistemul de alimentare cu apă la avarie.* BSI 34610 Cod: 79-34610/63461-DM-000.

(Referent: conf. dr. ing. Florin Alexe - UPB

(Primit la 12 septembrie 1994, acceptat la 15 decembrie 1994)

METODOLOGII, ALGORITMI ŞI PROGRAME DE CALCUL PENTRU MODELAREA CIRCUITULUI TERMIC AL U1 FCNE CERNAVODĂ ÎN VEDEREA OPTIMIZĂRII EXPLOATĂRII

conf. dr. ing. FLORIN ALEXE*, ing. NICUŞOR TRANĂ, ing. DORIN FLOREA **

Ciclul Rankine, cu abur viu saturat, folosit uzual în CNE cu reactoare cu apă sau apă grea sub presiune sau în fierbere, prezintă o serie de particularităţi datorate prezenţei umidităţii agentului în cursul destinderii în turbină. În schemele termice de calcul pentru U1-FCNE Cernavodă, puse la dispoziţie de fabricant, autorii au constatat existenţa unor necorelări şi a unor ipoteze simplificatoare ce viciază rezultatele.

Pornind de la aceasta şi de la cerinţa FCNE Cernavodă de a dispune de programe de calcul flexibile şi prietenoase, care să ajute personalul de exploatare la alegerea regimurilor optime în situaţii date, colectivul de autori a conceput metodologii, algoritmi, proceduri şi programe de recalculare precisă a întregului ciclu termic, la funcţionarea în regimuri staţionare cu schema "completă" (toate aparatele termice în funcţiune) şi cu încărcări variabile. Programele au fost validate prin comparaţie cu datele de calcul din regimurile indicate de furnizor.

Lucrarea de faţă prezintă principiile metodelor folosite, principalele rezultate obţinute pe parcurs şi orientarea viitoare a modelărilor ce se vor efectua în ICEMENERG în acest domeniu.

The Rankine cycle with saturated live steam usually used to NPP with pressurized/boiling water/heavy water reactors has specific characteristics due to the presence of humidity during expansion in the turbine.

The authors have identified several incongruities and simplifying hypotheses in the thermal computation diagrams for Unit 1 Cernavodă NPP, which may alter the results. Based on these findings and the need for Cernavodă NPP to have flexible, user-friendly software able to help the operating personne choose optimum regimes under given situations, the authors have prepared a package of methodologies, algorithms, procedures and programmes for the accurate recomputation of the entire thermal cycle under steady operation, with the diagram "complete" (all thermal equipment in operation) and variable loadings. The programmes have been validated when compared with the computation data, for the regimes indicated by the supplier.

The paper presents the principles of the methods used, the main results obtained in the process and the future course of modellings which are to be conducted by ICEMENERG in this field.

Descriptori : centrale nucleare, CNE Cernavodă, circuite termice, modele

* Facultatea de Energetică - Universitatea "Politehnica", Bucureşti şi din program CNE - ICEMENERG

** Institutul de Cercetări şi Modernizări Energetice, Bucureşti

1. Probleme generale

Ciclul Rankine, cu abur viu saturat, este uzual folosit în CNE, deoarece "sursa caldă" (reactoare nucleare răcite cu apă sub presiune sau în fierbere) oferă o temperatură maximă mai coborîtă decît cea critică a apei [1, 2]. În acest tip de ciclu, atît procesul de vaporizare (la sursa caldă), cît şi cel de condensare (la sursa rece) sînt de tip izobar-izoterm (cu schimbare de fază), ceea ce permite o mai mare apropiere faţă de ciclul ideal de tip Carnot. Datorită rapidei creşteri a umidităţii agentului în turbină [3, 4], se fragmentează destinderea aburului pe corpuri, cu intercalarea unui sistem de separare mecanică externă a picăturilor şi supraîncălzire intermediară cu abur viu (MSR - Moisture Separator and Reheater). În plus, ciclul este prevăzut cu sisteme interioare de separare a picăturilor, cu posibilitatea de recuperare a căldurii în circuitul de preîncălzire regenerativă a apei de alimentare. Schema termică de principiu pentru U1 FCNE Cernavodă este reprezentată în figura 1. În schemele termice de

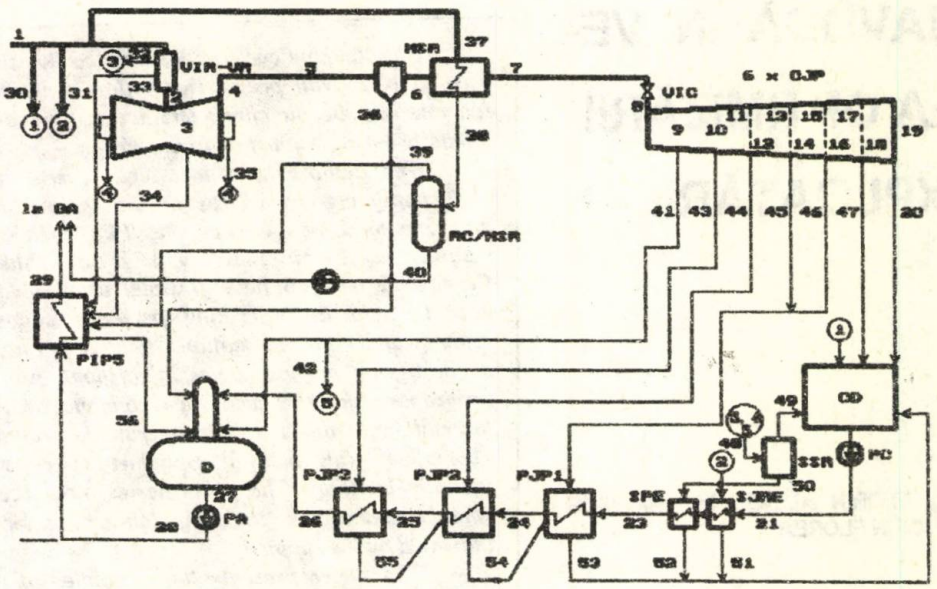


Fig. 1. Schema termică de bază a U1-FCNE Cernavodă.

calcul puse la dispoziţie de fabricant [5, 6] autorii au constatat existenţa unor necorelări şi a unor ipoteze simplificatoare, ce viciază rezultatele (de exemplu modul de calcul al debitului de abur viu necondensat la MSR). Pornind de la aceasta şi de la cerinţa FCNE Cernavodă de a dispune de programe de calcul flexibile şi prietenoase, care să ajute personalul de exploatare la alegerea regimurilor optime în situaţii date, colectivul de autori a conceput metodologii, algoritmi, proceduri şi programe de recalculare precisă a întregului ciclu termic, la funcţionarea în regimuri staţionare cu schema "completă" (toate aparatele termice în funcţiune) şi cu încărcări variabile. Programele au fost validate prin comparaţie cu datele de calcul din regimurile indicate de furnizor.

Lucrarea de faţă prezintă principiile metodelor folosite, principalele rezultate obţinute pe parcurs şi orientarea viitoare a modelărilor ce se vor efectua în ICEMENERG în acest domeniu.

2. Modelarea matematică a proprietăţilor termodinamice ale apei şi aburului în zona subcritică

Modelarea numerică a unui ciclu termic cu abur saturat pentru CNE necesită existenţa unor relaţii de calcul pentru mărimile termofizice de stare ale apei şi aburului într-un domeniu cuprins între: $5 \div 300^{\circ}$ C şi $0{,}01 \div 80$ bar. În literatura de specialitate [6, 7] se indică relaţii matematice (funcţii) ce acoperă un domeniu larg de presiuni şi temperaturi, dar au o formă complicată, ceea ce duce la micşorarea vitezei de calcul. Datorită domeniului larg de valabilitate şi pentru asigurarea

unei precizii cît mai bune, aceste funcţii folosesc relaţii utilizabile pe subdomenii; între subdomenii ce nu păstrează continuitatea, în special pe curba de saturaţie. Formulele rapide şi simplificate, recomandate, de asemenea, în literatură, au o precizie redusă şi păstrează dezavantajul discontinuităţii.

Autorii au determinat relaţii matematice originale pentru calculul proprietăţilor termodinamice ale apei şi aburului, într-un domeniu acoperitor faţă de cel menţionat, folosind un program propriu de calcul, bazat pe teoria regresiilor polinomiale. Acest program este capabil să determine coeficienţii unui polinom cu două variabile independente, impunînd valorile exponenţilor şi ale unor coeficienţi, deci o anumită formă (dorită) a polinomului de regresie. Forma generală a polinomului este:

$$z(x,y) = \sum_{i=0}^{r}\sum_{j=0}^{s} b_{ij} x^i y^j \qquad (1)$$

unde z este variabila dependentă (funcţia interpolată), x şi y sînt variabilele independente, b_{ij} sînt coeficienţii de regresie, iar r şi s sînt exponenţii maximi pentru x, respectiv y.

Pe curba de saturaţie avem o singură variabilă independentă, ce poate fi presiunea sau temperatura. Drept parametru de bază s-a ales temperatura (presiunea de saturaţie fiind determinată ca $p_{sat} = f(t_{sat})$). Pentru cazul cînd se cunoaşte numai presiunea de saturaţie, temperatura de saturaţie va fi calculată din funcţia inversă, adică: $t_{sat} = f^{-1}(p_{sat})$. Mărimile variabilelor au fost raportate la media geometrică sau aritmetică pe interval, iar rezultatele au fost exprimate în sistemul internaţional de unităţi de măsură. Forma generală a relaţiilor de calcul este:

a) pentru *temperatura de saturaţie:*

$$t_{sat} = \frac{T_{mg}}{\sum_{i=0}^{5} b_i \left[\ln(p_{sat} / p_{mg})\right]^i} - 273{,}15 \quad [°C] \qquad (2)$$

b) pentru *entalpia apei la saturaţie:*

$$i_{apa,sat} = i_{apa,ma} \cdot \sum_{i=0}^{5} b_i \cdot (T_{mg} / T_{sat})^i \, [kJ/kg] \qquad (3)$$

c) pentru *entalpia aburului la saturaţie:*

$$i_{abur,sat} = i_{abur,mg} \cdot \sum_{i=0}^{5} b_i \cdot (T_{sat} / T_{mg})^i \, [kJ/kg] \qquad (4)$$

d) pentru *entropia apei la saturaţie:*

$$S_{apa,sat} = S_{apa,mg} \cdot \sum_{i=0}^{5} b_i \cdot (T_{sat} / T_{mg})^i \quad [kJ/(kg \cdot K)] \qquad (5)$$

e) pentru *entropia aburului la saturaţie;*

$$S_{abur,sat} = S_{abur,mg} \cdot \sum_{i=0}^{6} b_i \cdot (T_{mg} / T_{sat})^i \, [kJ/(kgK)] \qquad (6)$$

f) pentru *volumul specific al apei saturate*:

$$V_{apa,sat} = V_{apa,mg} \cdot \sum_{i=0}^{7} b_i \cdot (T_{sat} / T_{mg})^i \quad [m^3/kg] \qquad (7)$$

g) pentru *volumul specific al aburului saturat:*

$$V_{abur,sat} = V_{mg} \cdot (p_{mg} / p_{sat}) \cdot \sum_{i=0}^{7} b_i \cdot (T_{sat} / T_{mg})^i \, [m^3/kg] \qquad (8)$$

Valorile notate cu indicele "mg" reprezintă medii geometrice pe interval, iar cele cu indicele "ma" sînt medii aritmetice.

În domeniul "umed", cuprins între cele două curbe de saturaţie, proprietăţile amestecului bifazic se determină prin interpolare liniară după titlu.

Pentru calculul proprietăţilor termodinamice ale apei sub temperatura de saturaţie şi ale aburului supraîncălzit, s-a pornit de la diferenţialele entalpiei şi entropiei într-un proces izobar $di = c_p \cdot dt$, respectiv $ds = di/T$. Cunoaşterea relaţiei de calcul pentru *căldurile specifice* - c_p - permite determinarea entalpiei şi entropiei pornind

de pe curba de saturaţie, prin integrare. Acest mod de tratare a problemei asigură continuitatea funcţiilor pentru entalpie şi entropie pe curba de saturaţie. Expresia polinominală a căldurii specifice a permis efectuarea sub formă analitică a integralelor, în procedurile de calcul înlocuindu-se direct noile valori numerice ale constantelor:

$$C_{p,apa} = \sum_{i=0}^{5}\sum_{j=0}^{3} a_{ij} \cdot (T / T_{mg})^i \cdot (T_{mg} / T_{sat})^j$$

$$[kJ/(kg^oC] \quad (9)$$

$$C_{p,abur} = \sum_{i=0}^{6}\sum_{j=0}^{5} b_{ij} \cdot (T / T_{mg})^i \cdot (T_{mg} / T_{sat})^j$$

$$[kJ/kg^oC)] \quad (10)$$

$$i_{apa} = i_{apa,sat} - \int_{t}^{t_{sat}} \sum_{i=0}^{5}\sum_{j=0}^{3} a_{ij} \cdot (T / T_{mg})^i \cdot (T_{mg} / T_{sat})^j \cdot dt$$

$$[kJ/kg] \quad (11)$$

$$i_{abur} = i_{abur,sat} + \int_{t_{sat}}^{t} \sum_{i=0}^{6}\sum_{j=0}^{3} b_{ij} \cdot (T / T_{mg})^i \cdot (T_{mg} / T_{sat})^j \cdot dt$$

$$[kJ/kg] \quad (12)$$

$$s_{apa} = s_{apa,sat} - \int_{t}^{t_{sat}} \frac{\sum_{i=0}^{5}\sum_{j=0}^{3} a_{ij} \cdot (T / T_{mg})^i \cdot (T_{mg} / T_{sat})^j}{T} \cdot dt$$

$$[kJ/kg\,K)] \quad (13)$$

$$s_{abur} = s_{abur,sat} + \int_{t_{sat}}^{t} \frac{\sum_{i=0}^{6}\sum_{j=0}^{3} b_{ij} \cdot (T / T_{mg})^i \cdot (T_{mg} / T_{sat})^j}{T} \cdot dt$$

$$[kJ/kg\,K)] \quad (14)$$

Pentru a menţine continuitatea volumului specific pe curba de saturaţie, s-au ales ca parametrii independenţi;

$$u = (t - t_{sat}) / T_{sat} \qquad v = T_{sat} / T_{mg}$$

Cu aceştia s-au determinat:

$$v_{apa} = v_{apa,sat} \cdot \left[1 - \sum_{i=0}^{4}\sum_{j=0}^{3} b_{ij} \cdot u^i \cdot v^j\right] \quad [m^3/kg] \quad (15)$$

$$v_{abur} = v_{abur,sat} \cdot \left[1 + \sum_{i=0}^{5}\sum_{j=0}^{4} b_{ij} \cdot u^i \cdot v^j\right] \quad [m^3/kg] \quad (16)$$

Funcţiile obţinute au fost testate şi validate prin comparaţie cu tabelele ce au stat la baza obţinerii lor [6, 7] , eroarea pătratică medie în mărime relativă fiind mai mică de 10^{-5}. Pentru trasarea proceselor izentrope şi izentalpe, precum şi pentru toate celelalte cazuri în care mărimile cunoscute sînt presiunea şi entropia sau presiunea şi entalpia, s-au construit proceduri de interpolare ce utilizează funcţiile de mai sus.

3. Modelarea matematică a circuitului termic al CNE Cernavodă

Modelarea destinderii în turbină este necesară pentru a cunoaşte parametrii aburului la prize şi la separările interne de umiditate. Ca urmare, s-a preferat un calcul al destinderii pe zone ce cuprind trepte prin care circulă acelaşi debit masic de abur. Fiecare zonă a turbinei este caracterizată prin parametrii punctelor de intrare şi de ieşire şi prin randamentul intern nominal. La sarcina variabilă, randamentul intern modificat se va determina după relaţia generală:

$$\eta_i = \eta_{i,ref} \cdot \frac{h_{t,ref}}{h_t} \cdot \frac{q_{mgt}}{q_{mgt,ref}} \cdot \left(2 - \frac{h_{t,ref}}{h_t} \cdot \frac{q_{mgt}}{q_{mgt,ref}}\right) \cdot x_{mgt}, \quad (17)$$

unde mărimile notate cu indicele "ref" sînt cele corespunzătoare regimului de referinţă, la funcţionare cu abur uscat. În zonele finale ale corpurilor de turbină s-a ţinut seama şi de pierderile prin energie cinetică reziduală.

Estimarea presiunilor în lungul turbinei la funcţionarea în regimuri nenominale s-a realizat după metodologia Stodola [7, 8], ţinînd însă seama de faptul că aburul nu este gaz perfect: :

$$\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{nom}} = \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_{1.nom}^2 - p_{2.nom}^2} \cdot \frac{p_{1.nom}}{p_1} \cdot \frac{v_{1.nom}}{v_1}}, \quad (18)$$

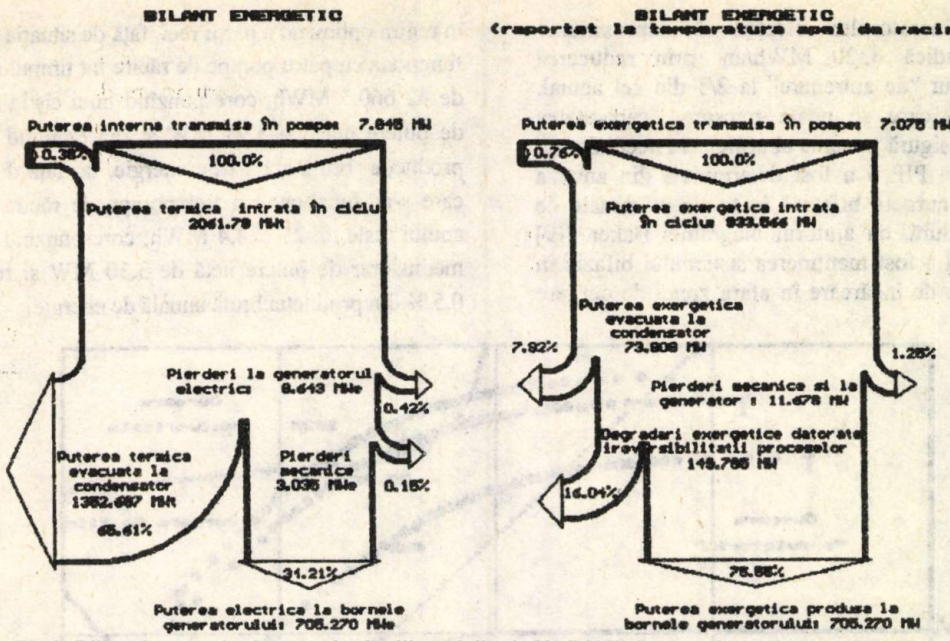


Fig.2. Bilanţul energetic şi exergetic al sălii maşinilor la U1 FCNE Cernavodă (regim de referinţă).

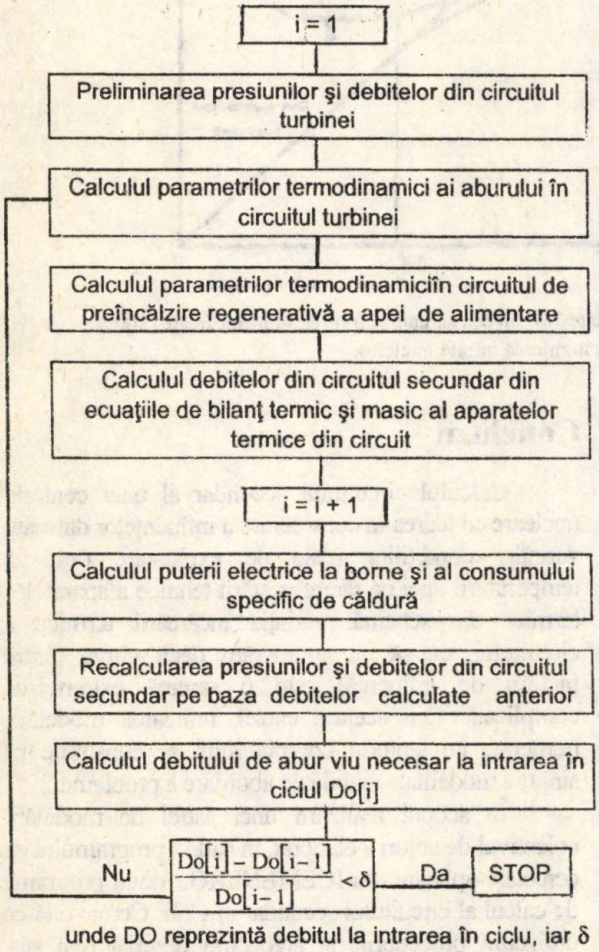


Fig.3. Structura generală a programului de calcul.

unde mărimile notate cu indicele "nom" se referă la regimul nominal, iar cele fără indici la regimul modificat.

Pentru aparatele de schimb de căldură şi sistemele de separare a umidităţii, modelarea s-a făcut cu ajutorul ecuaţiilor de bilanţ masic şi energetic. Pentru zona de înaltă şi medie presiune a rezultat un sistem de ecuaţii liniare, iar pentru zona de joasă presiune rezolvarea s-a făcut pe rînd, pentru fiecare aparat al schemei. Bilanţul general, energetic şi exergetic este prezentat în figura 2. Structura generală a programului de calcul este de tip iterativ,după schema din figura 3.

Aplicaţii

Primul program dezvoltat de autori, denumit MSR, realizează recalcularea ciclului termic al CNE Cernavodă în regimuri staţionare nominale şi nenominale, cu schema termică "completă", la diferite încărcări termice şi în diferite ipoteze referitoare la mărimea debitului de abur viu necondensat la MSR. Cu ajutorul acestui program a fost posibilă evitarea ipotezei simplificatoare de calcul privind cota fixă de abur viu necondensat la MSR (ipoteză adoptată în calculul GE), ceea ce a permis propunerea unei soluţii tehnice constructive prin care, cu modificări minime ale schemei termice, este posibilă obţinerea unui surplus de energie electrică produsă

la bornele generatorului electric de aproximativ 600 kWh/h, adică 4320 MWh/an, prin reducerea debitului de abur "de antrenare" la 2/3 din cel actual. Limita pînă la care se poate micşora capacitatea drosserelor ce asigură trecerea aburului viu necondensat de la MSR spre PIP 5 a fost determinată din analiza regimurilor de curgere bifazică în ţevile orizontale de transfer de căldură, cu ajutorul diagramei Baker [9] (fig.4). Criteriul a fost menţinerea sistemului bifazic în toate regimurile de încărcare în afara zonei de curgere cu valuri.

în regim optimizat a părţii reci, faţă de situaţia în care s-ar funcţiona cu patru pompe de răcire tot timpul anului, este de 42 660,5 MWh, corespunzînd unui cîştig mediu orar de putere netă de 5,93 MW şi reprezentînd 0,9 % din producţia brută anuală de energie, iar faţă de situaţia în care s-ar funcţiona cu trei pompe de răcire tot timpul anului este de 23 624,4 MWh, corespunzînd unui cîştig mediu orar de putere netă de 3,30 MW şi reprezentînd 0,5 % din producţia brută anuală de energie.

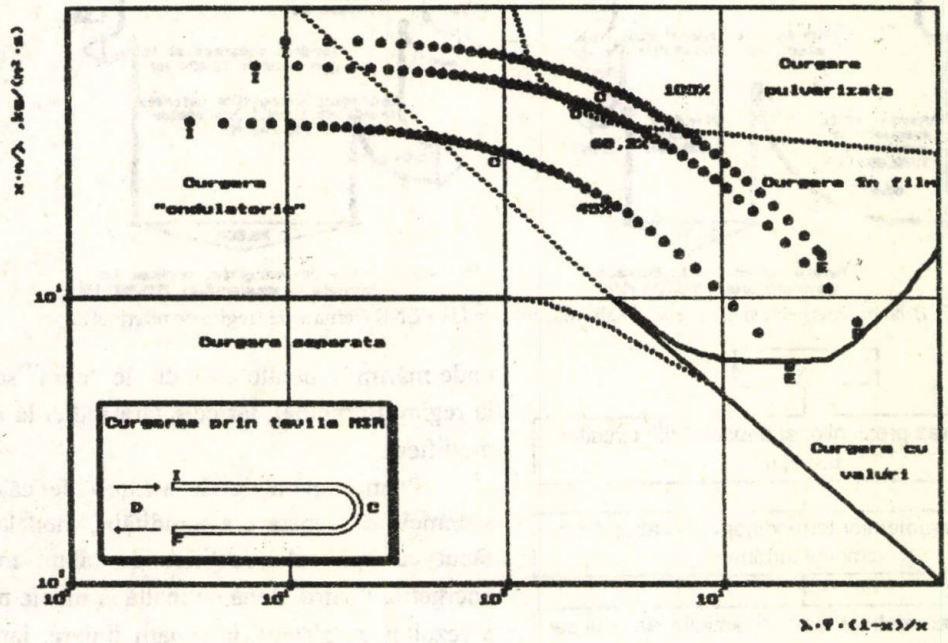


Fig.4. Tipurile de curgere pentru schema cu drosser de capacitate 2/3 din cea actuală la trei regimuri încărcate (100%, 68,2 %, 45 % din puterea termică nominală intrată în ciclu).

Al doilea program, denumit OR-CNE, realizează şi modelarea părţii reci, permiţînd recalcularea ciclului termic la sarcini staţionare, cu schema "completă" la încărcări variabile şi pentru diferite condiţii de răcire şi de funcţionare a instalaţiei de vid. Rularea acestui program va permite personalului de exploatare alegerea regimului optim de răcire în funcţie de condiţiile concrete existente la faţa locului, ceea ce va duce la micşorarea consumului specific net de căldură şi, deci, la utilizarea mai eficientă a combustibilului nuclear. Principala concluzie practică rezultată este că, pentru regimurile uzuale de temperatură a apei din Dunăre, funcţionarea optimă a circuitului de răcire se realizează cu trei pompe (din patru). Cîştigul de putere netă rezultă din diferenţa între puterea economisită prin oprirea pompelor şi cea pierdută la bornele generatorului prin creşterea temperaturii de buraj. În regimurile de iarnă, cu temperaturi ale apei de răcire mai coborîte, se poate opri încă o pompă, micşorîndu-se consumul serviciilor proprii electrice. Cîştigul de energie netă la funcţionarea

Concluzii

Calculul circuitului secundar al unei centrale nucleare cu luarea în considerare a influenţelor datorate variaţiei condiţiilor reale de exploatare (variaţia temperaturii apei de răcire, a stării tehnice a aparatelor termice din schemă, variaţia încărcării termice a circuitului, ca să nu enumerăm decît cîţiva dintre factorii de influenţă) este o sarcină extrem de complicată. Din această cauză, utilizarea modelării numerice cu ajutorul computerului se constituie ca singura modalitate viabilă de abordare a problemei.

În scopul realizării unei astfel de modelări, colectivul de autori a elaborat, în cadrul programului de cercetare-aplicare din ICEMENERG, două programe de calcul al circuitului secundar al CNE Cernavodă ce utilizează procedurile şi algoritmii descrişi mai sus. Pentru determinarea relaţiilor matematice, ce stau la baza acestor algoritmi, a fost dezvoltată o

metodologie ce foloseşte ca mărimi de intrare datele furnizate de fabricant în documentaţia de echipament. Din această cauză, rezultatele obţinute prin aplicarea acestor proceduri în programe de calcul sînt condiţionate de atingerea efectivă a parametrilor prescrişi de fabricant pentru echipamentele respective, în condiţii reale de exploatare. Odată cu punerea în funcţiune a centralei vor fi accesibile date reale. Datorită generalităţii metodologiei, aceste date reale vor putea fi utilizate ca date de intrare noi, cu ajutorul cărora vor fi determinate relaţiile matematice ce modelează efectiv comportarea echipamentelor termomecanice. În acest mod, programele de calcul vor putea fi folosite cu deplină încredere, rezultatele, concluziile şi sugestiile de exploatare oferite de către acestea fiind cu certitudine foarte aproape de realitatea fizică.

Avantajele modelării numerice pe calculator sînt mai mult decît evidente, permiţînd experimentarea rapidă, fără riscuri (fapt deosebit de important pentru un obiectiv nuclear) şi în condiţii de cost extrem de scăzut a unor situaţii deosebit de diverse (putîndu-se baleia întreaga plajă a posibilităţilor: de la cele mai absurde pînă la rezonabilul cel mai anost). Se pot trage, în acest mod, unele concluzii, care pentru modul convenţional de tratare a problemelor ar fi prohibitive. Mergînd şi mai departe, se poate concluziona că, pentru o ţară cu mijloace materiale restrînse şi în situaţia dificilă în care se află ţara noastră în momentul de faţă, singura modalitate de cercetare aplicativă, accesibilă economic şi competitivă pe plan mondial, este aplicarea pe scară largă a modelării numerice şi a experimentului numeric.

În această idee, în 1995, ICEMENERG intenţionează să dezvolte metodologiile şi procedurile prezentate şi să realizeze programe perfecţionate de calcul, care să permită restructurarea schemei (spre exemplu pentru regimuri de lucru cu modificări în circuitul de preîncălzire regenerativă ca urmare a defectării şi ocolirii unor aparate din schema termică de bază).

BIBLIOGRAFIE

[1] Kanaev, A. A. *Termodinamiceskii ţiclî, shemî i energooborudovanie atomnîh elektrostanţii* . In: Atomizdat, Moskva, 1976

[2] Kirillin, V. A. *Termodinamica* . Editura Ştiinţifică şi Enciclopedică, Bucureşti, 1985.

[3] Mühlhauser, H. *Bau Grosser Sattdampfturbinen* - Nuclex, 1972 Fachtagung nr.8

[4] Sterman, P. S. *Teplovîe i atomnîe elektrostanţii.* Energoizdat, Moskva, 1982

[5] Vukalovici, M. P. *Proprietăţile termodinamice ale apei şi ale aerului. Tabele şi diagrame* - Editura Tehnică, Bucureşti, 1967

[6] Pop, M. G. ş. a. *Îndrumar. Tabele, nomograme şi formule termotehnice* - Editura Tehnică, Bucureşti, 1987.

[7] Trojanovski, B. M. ş. a. *Turbinas de vapor y de gas de las centrales nucleoeléctricas* - Editorial Mir, Moscova, 1987

[8] Kostiuka, A. G., Fpolova, V. V. *Parovîe i gazovîe turbinî.* Energoatomizdat, Moskava, 1985

[9] Huhn, J, Wolf, J. *Zweiphasenstromung* - VEB Fachbuchverlag, Leipzig, 1975.

Referent: prof.dr. ing. Constantin Brătianu
Facultatea de Inginerie Mecanică,
Universitatea "Politehnica" Bucureşti

(Primit la 23 septembrie 1994, acceptat la 15 ianuarie 1995)

PRIMA LUCRARE ROMÂNEASCĂ ÎN CARE SE TRATEAZĂ PROBLEMELE DE ANSAMBLU ALE ENERGETICII

PAŞCANU, SERGIU. **Industria uzinelor electrice din România**. Cartea Românească, S.A. Bucureşti, 1929.

Această carte face parte din colecţia de publicaţii ale Societăţii Naţionale de Credit Industrial, cea mai importantă bancă de finanţare a industriei din România în perioada interbelică. Deşi publicată în urmă cu peste 60 de ani, prezintă interes să fie cunoscută, deoarece este cea dintîi lucrare apărută în România, care a tratat ansamblul problemelor energetice, începînd din secolul trecut. Valoarea cărţii constă şi în bogăţia de date, cuprinse în peste 80 de tabele şi 14 hărţi, precum şi în alte informaţii, de care autorul, în calitate de şef al serviciului de studii al Societăţii Naţionale de Credit Industrial, a dispus şi le-a prezentat sub formă clară şi coerentă, intervenind deseori cu idei şi comentarii interesante.

Cartea are trei părţi, cu opt capitole, însumînd 213 pagini.

În primele două capitole, după prezentarea evoluţiei diferitelor forme de producere şi utilizare a energiei, cu arătarea principalelor caracteristici tehnice şi economice ale acestora, autorul constată că energia electrică s-a dovedit superioară celorlalte forme, prin aceea că a rezolvat cel mai bine problemele fundamentale ale unei gospodăriri raţionale a energiei. Această calitate este confirmată şi de evoluţia ei foarte rapidă, de la apariţia dinamului electric în 1866, pînă la generatoare de 208 MW sau motoare de 15000 kW, construite deja în 1925.

Capitolul III tratează problema surselor de energie în principalele ţări mai dezvoltate. Sînt analizate pe rînd cele trei surse mai importante cunoscute la sfîrşitul decenului al treilea: cărbunele, petrolul şi energia hidraulică. Pentru fiecare din acestea au fost analizate condiţiile de producţie, de transport, de consum, precum şi factorii economici care determinau preţul unui kilowatt-oră produs pe baza fiecărei surse. Se prezintă, de asemenea, rezervele cunoscute. Capitolul se încheie cu o foarte scurtă referire şi la alte surse de energie, considerate "încă în faza teoretică a utilizării lor economice", cum ar fi energiile mareelor, solară şi eoliană, dar şi alte surse posibile, ca energia furnizată de elemente radioactive, iar pentru unele ţări, gazele naturale.

Partea a II-a a lucrării se ocupă de problema energiei în România.

Într-un prim capitol sînt prezentate date statistice privind producţia, consumul şi rezervele principalelor patru surse de energie ale ţării: cărbunele, petrolul, gazele naturale şi sursele hidraulice. Deşi cartea a fost scrisă în anii 1928 - 1929, datele statistice sînt prezentate pe provincii istorice: Vechiul Regat, Transilvania, Banatul, Bucovina şi Basarabia, ceea ce arată şi gradul diferenţiat de dezvoltare a acestora. Sînt evidenţiate, în perioada postbelică 1921 - 1928, creşterile rapide şi continui ale principalelor surse energetice ale ţării reîntregite: la cărbune de la 1805 la 3028 mii tone anual, la petrol de la 1200 la 4256 tone, la gaze naturale (uscate) de la 180,5 la 439 mil.m^3. În ceea ce priveşte energia hidraulică, studiile de folosire a acestei surse se găseau în deceniul al 3-lea de abia la început, primele studii fiind făcute pentru rîurile Bistriţa, Olt, Mureş, Sebeş şi altele, pentru cursurile superioare ale Ialomiţei, Argeşului şi Jiului şi de asemenea pentru Dunăre, la Orşova. Se estima că totalitatea apelor ţării ar putea furniza o putere de 2,3 - 3,3 mil.kW.

Următoarele două capitole sînt dedicate prezentării evoluţiei instalaţiilor din România pentru producerea energiei începînd cu primele "stabilimente industriale" ca roţi de piuă", "hierăstraie", mori etc. (pe baza unor lucrări ale lui N. Iorga şi D. Leonida), pînă la industria electrică propriu-zisă. De menţionat un interesant tabel cuprinzînd în ordine cronologică principalele 147 uzine electrice din România (cu puterea lor instalată însumînd circa 190 MW), puse în funcţiune începînd din 1884, ca uzina electrică Timişoara, pînă în 1927. De asemenea, sînt prezentate numeroase date statistice cu instalaţiile de cazane, maşini şi turbine cu aburi, locomobile, precum şi tabele recapitulative arătînd repartiţia economiei şi instalaţiilor energetice pe judeţe şi pe grupuri de industrii la finele anilor 1923 şi 1925. De remarcat că autorul propune ca pentru metodologia statisticilor energetice să fie aplicate recomandările comitetului special CIGRE din 1925. Din cele prezentate rezultă că puterea totală instalată la sfîrşitul anului 1923 era de 21 mii CP şi se aprecia că în anul 1929 va depăşi 300 mii CP, cu o creştere a ponderii centralelor termoelectrice de la 84 % la 89 %. Utilizarea foarte redusă a surselor hidraulice,

comparativ cu alte ţări, este explicată prin situaţia financiară a ţării, care impunea investiţii în instalaţii rapid amortizabile.

Iată şi alţi indicatori la nivelul anului 1927:

- producţia totală a centralelor electrice era de circa 420 mil. kWh,revenind deci pe locuitor aproximativ 25 kWh/an, adică de aproape 10 ori mai puţin decît consumul mediu din ţările dezvoltate ale Europei;

- gradul de utilizare a uzinelor publice era în medie de 2000 ore/an, faţă de 2700-2800 ore/an din aceleaşi ţări europene.

Sînt analizate în continuare **(cap.VII)** posibilităţile viitoare de raţionalizare a utilizării energiei în România, prin electrificarea ţării. Încă din 1922 un studiu al ing. Leonida, estima energia necesară României mari la circa 2,4 mil CP. Prioritare în concepţia ing.Paşcanu sînt creşterea cerinţelor industriei, prin dezvoltarea de noi ramuri industriale, şi asigurarea finanţării construirii de noi centrale electrice, care să folosească raţional sursele energetice primare ale ţării. Astfel, sînt indicate posibilele amenajări hidroelectrice pe principalele cursuri de apă, inclusiv pe Dunăre. Este subliniată şi necesitatea unor centrale termoelectrice mari în centrele importante de consum. În perioada respectivă se considerau indicate electrificările regionale prin dezvoltarea centrelor de producţie şi consum existente, însă citînd realizările din ţările apusene, autorul consideră că dezvoltarea energetică viitoare a României va face posibilă şi chiar necesară interconectarea acestora printr-o "suprareţea". În finalul capitolului sînt prezentate diferite proiecte de suprareţele, după concepţiile ing. Leonida şi ing. Dachler, dîndu-se atenţie deosebită electrificării căilor ferate.

Partea a III-a, Industria electrică finanţată de Societatea Naţională de Credit Industrial, conţine date asupra industriilor finanţate de această societate. Erau acordate credite atît marii industrii, ceea ce a constituit un sprijin substanţial în crearea de noi capacităţi energetice, cît şi pentru construirea de uzine electrice comunale.

Cartea se încheie cu o bogată bibliografie, care prezintă interes, deoarece semnalează lucrările din domeniul energetic publicate în acea vreme.

Cei interesaţi pot consulta lucrarea la Biblioteca Academiei Române - fişa nr. II 97803 (conform fişierului alfabetic al autorilor).

Ing. PETRU COLUMBEANU

Din istoria românească

LUCRĂRI DE REFERINŢĂ ÎN ENERGETICĂ

În domeniul energetic apar în ultimul timp lucrări de mare actualitate, tratate într-un mod ştiinţific riguros. Este cunoscut că la elaborarea unor asemenea lucrări autorii se bazează pe un material documentar selectat cu grijă. Unul din instrumentele de lucru sînt lucrările de referinţă (enciclopedii, dicţionare etc.), care cuprind sintetizate rezultatele anterioare, relaţii, formulări de date numerice etc., pe care autorii le pot avea la îndemînă imediat. Utilizînd asemenea materiale documentare lucrările din domeniul energetic ar cîştiga în fond, structură, grad de dezvoltare a matematizării, rigurozitate şi exprimare.

De aceea considerăm potrivit să prezentăm două asemenea lucrări de referinţă, cu caracter enciclopedic, arătînd caracteristicilor lor şi condiţiile în care au fost elaborate:

- **Manualul inginerului electrician,** în opt volume, editat în curs de şapte ani, în intervaiul 1953 - 1959 şi
- **Lexiconul tehnic român,** în 19 volume, a cărui editare a durat 12 ani, în intervalul 1957 - 1968, ambele cu conţinut important în domeniul energetic.

Elaborarea acestor lucrări a fost rezultatul iniţiativei de strîngere şi tipărire a cunoştinţelor importante din domeniile tehnico-ştiinţifice şi de prezentare a lor într-o formă sintetică. Pe parcursul elaborării cele două lucrări s-au abătut de la ţelul propus şi s-au apropiat de structura unor cursuri, încercînd să satisfacă necesităţile celor ce aveau nevoie de informaţii imediate.

1. La elaborarea **Manualului inginerului electrician,** Editura Tehnică a lăsat coordonatorilor şi specialiştilor o mare libertate, atît în stabilirea structurii, cît şi a tratării, ceea ce a avut rezultate benefice. Cele mai mari greutăţi pentru coordonatori au fost găsirea unor autori potriviţi (competenţi şi buni scriitori) pentru fiecare capitol, precum şi a materialelor documentare cele mai bune. În general, ca material documentar s-au folosit lucrări de specialitate apărute înainte de 1940, precum şi unele lucrări din literatura tehnică sovietică, literatură care începuse să pătrundă la noi.

Manualul a răspuns necesităţilor de la epoca editării şi a rămas singura lucrare generală în electricitate.

Unele capitole au folosit în mod deosebit învăţământului . De exemplu, după "Bazele electricităţii" s-a tipărit un extras, care a fost pus la dispoziţia studenţilor politehnicieni. Tratarea maşinilor electrice şi a transformatoarelor şi îndeosebi exemplele de proiecte de fabrică au fost modele sigure şi practice pentru studenţi. Vol. VIII, în care sînt dezvoltate pe larg condiţiile de utilizare a energiei electrice în principalele industrii, au valabilitate şi azi.

Cu toate că în parte nu mai este la zi, Manualul dă o imagine de ansamblu în tehnica electricităţii şi poate fi consultat şi în prezent, multe capitole rămînînd actuale.

2. Lexiconul tehnic român ediţia a II-a, a fost elaborat de către un colectiv de specialişti sub îndrumarea acad. prof. Remus Răduleţ. Această lucrare rămîne un model de referinţă în ceea ce priveşte rigurozitatea ştiinţifică şi stilul adoptat. Este greu de presupus că ar mai putea fi alcătuită o lucrare de asemenea întindere. Prin marea ei cuprindere este utilă tuturor ştiinţelor tehnice, care dispun astfel de o bază pentru mici dicţionare pe specialităţi, care pot fi uşor aduse la zi.

Lexiconul intră în categoria lucrărilor documentare prin prezentarea detaliată a unor echipamente şi tehnologii. Este o lucrare utilă tuturor profesorilor, cercetătorilor şi inginerilor care publică lucrări în domeniul energetic.

Ing. PAUL CARTIANU

Recenzii

WORLD ENERGY COUNCIL: **"New Renewable Energy Resources - A Guide to the Future"**, Editura Kogan Page Ltd., Londra, 1994.

- WALT PATTERSON: **"Power from the Plants. The Global Implications of New Technologies for Electricity from Biomass"** Editura Earthscan Publications Ltd. and the Royal Institute for International Affairs, Londra, 1994.

Iată două publicaţii, apărute recent, tratînd un subiect care a fost în mare vogă în anii crizei petrolului din deceniul al optulea, dar care astăzi este aproape căzut în desuetudine: **sursele reînnoibile**. Şi cum să nu fie aşa? Cine se mai încumetă să atace un astfel de subiect astăzi cînd barilul de petrol se oferă pe piaţă la 16 $? În consecinţă aceste apariţii atrag atenţia şi merită în mod indubitabil să fie semnalate, în primul rînd, ca fenomen publicistic.

Dacă adăugăm însă şi renumele şi prestigiul internaţional de care se bucură autorii şi organizaţiile sub egida cărora au apărut lucrările, semnalarea către cititori se transformă într-o recomandare călduroasă.

Prima lucrare este fructul activităţii colective desfăşurate de 80 de specialişti din peste 20 de ţări ale lumii, în şi în jurul **Comitetului pentru Resursele Energetice Reînnoibile, al Consiliului Mondial al Energiei.** Subiectul tratat acoperă trăsăturile caracteristice,realizările, performanţele tehnico-economice obţinute pînă în prezent şi perspectivele de dezvoltare pînă în anul 2020 (ba chiar cu unele consideraţii pentru anul 2100) în domeniile energiilor: **solară, eoliană, geotermică, a oceanelor şi mareelor, microhidro** (sub 10 MW) şi biomasă modernă. Nu sînt tratate, în mod deliberat, biomasa tradiţională (lemnele de foc şi bălegarul, care sînt aproape exclusiv necomerciale şi nu sînt "noi", deşi sînt reînnoibile), precum şi macrohidro.

Sursele reînnoibile - în sensul cel mai larg al acestui termen - contribuie în prezent cu circa 18 % la acoperirea balanţei mondiale de energie primară, hidrocarburile (petrol şi gaze) deţinînd partea leului (cu circa 50 %), cărbunele cu aproape 25 % şi nucleară cu 6 %.

Dintre surse reînnoibile însă, surselor macrohidro şi celor constituind biomasa tradiţională le revin aproape nouă zecimi din totalul energiei provenind de la sursele reînnoibile. In concluzie, sursele enumerate mai sus, care sînt tratate în lucrarea recenzată sub denumirea de "surse reînnoibile noi" contribuie în balanţa mondială de energie primară actuală cu procentul minuscul de **1,9 %.**

Ca perspectivă, în condiţii de "business as usal" volumul absolut acoperit de aceste surse se consideră că s-ar putea cuadrupla pînă în anul 2020. Într-o variantă deosebit de optimistă, cu eforturi extraordinare, concertate, ale tuturor guvernelor, motivate de considerente ecologice, volumul absolut ar putea spori de 9 ori.

Cu toate acestea partea pe care ar putea-o acoperi sursele rennoibile noi în balanţa de energie primară, la scara mondială în anul 2020, nu va putea depăşi

3-4% din total, în cazul unei evoluţii normale, şi **10-12 %,** în scenariul optimist extraordinar citat mai sus.

Dacă se trece la analiza conţinutului noţiunii de "surse reînnoibile noi" se constată că el este chiar în prezent constituit în proporţie de 4/5 din biomasă modernă şi doar 1/5 (deci 0,4 % din total) din celelalte surse cu care este mai familiarizată opinia publică: solară, eoliană, geotermală etc.

Cifrele de mai sus, lansate cu severitate impersonală, specifică grupurilor largi de experţi serioşi, cad ca un duş rece peste aspiraţiile şi viziunile profund emoţionale şi animate de cele mai nobile intenţii (cu unele excepţii ce-i drept) ale cercurilor ecologiste. Se cuvine făcută observaţia ca aceşti experţi sînt totuşi devotaţi profund promovării acestor surse, previziunile lor reprezentînd valorile maxime ce pot fi avute în vedere ca posibile, nu ca dorite.

Cu toate acestea din lucrare rezultă concluzii încurajatoare importante dintre care citãm:

- O evoluţie descrescătoare a costurilor la sursele reînnoibile noi, în paralel cu o evoluţie crescătoare în perspectiva medie şi independentă, pentru costurile surselor convenţionale epuizabile, ambele evoluţii fiind naturale şi ineluctabile.

- Cercetarea-dezvoltarea în domeniul surselor reînnoibile noi trebuie continuată şi întărită; este o fază absolut obligatorie. Trecerea, insuficient cercetată la aplicaţii industriale, în special la proiecte la scară largă, poate conduce la eşecuri răsunătoare, care nu numai că nu conduc la promovarea surselor respective, dar creează inhibiţii sau întîrzieri artificiale dăunătoare asupra unor proiecte bine cercetate şi demne de aplicare imediată şi lărgită.

- În scenariul accelerat, contribuţia dezvoltării surselor reînnoibile noi la reducerea cu 25 %, dorită pînă în anul 2020 a emisiilor de CO_2, este de o treime din acest obiectiv, cu efecte benefice pe plan mondial.

- Necesitatea impunerii obligatorii a unor analize economice pe termen lung la compararea unor alternative energetice, ceea ce va avea drept corolar modificarea imaginii rebarbative din punct de vedere economic pe care o au soluţiile bazate pe surse reînnoibile noi, cînd sînt analizate doar eforturile de investiţie imediată.

În lucrare se face o evaluare temeinică, pentru fiecare dintre formele de energie neînnoibilă noi, a aspectelor tehnologice, a costurilor şi a impacturilor benefice ecologice pe plan mondial. Cartea se constituie într-un manual de referinţă al domeniului pentru cercetători şi proiectanţi, factori decizionali, activişti sociali interesaţi de impactul ecologic al energiilor reînnoibile. Volumul poate fi consultat la Secretariatul Comitetului Român al CME, la ICEMENERG Bucureşti.

A doua lucrare este scrisă de specialistul nr.1 al Programului pentru Energie şi Mediu al Institutului Regal pentru Afaceri Internaţionale (RIIA) de la Londra, el însuşi fiind "Fellow" al acestui prestigios institut. RIIA îşi are sediul la Chatham House, clădire istorică, fostă reşedinţă a unor iluştri prim-miniştri britanici din secolele trecute. Dar Walt Patterson este şi mai renumit pentru cititorii revistei noastre prin implicarea sa susţinută în anii postdecembrişti în a cunoaşte şi studia realităţile româneşti. Numeroşi sînt cei ce au fost captivaţi la cele două CNE, 92 şi 94, de eforturile de a ni se adresa în româneşte ale "energeticianului nostru de la Londra".

Subiectul tratat este cel al "biomasei moderne", considerată, aşa cum am arătat, şi de autorii celeilalte lucrări recenzate ca avînd un potenţial de afirmare dintre cele mai (dacă nu cel mai) importante între sursele reînnoibile noi.

La prima vedere ideea şochează, pare deplasat ca într-o lume ce suferă de subalimentaţie cronică în largi proporţii şi la suprafaţa unei planete ce se deforestează şi se deşertifică văzînd cu ochii, să mai "retragi din circuitul agricol" suprafeţe destinate unor "fabrici de combustibil".

Şi totuşi! Cititorul lucrării ajunge în final la "second thoughts"!

Biomasa modernă are ca obiectiv plantarea ciclică, în vedeea recoltării şi arderii drept combustibil, a unor specii de vegetale, caracterizate printr-o creştere rapidă, cum sînt cele din familiile coniferelor, sălciilor, plopului, eucaliptului, anumite ierburi, precum miscanthus (iarba elefantului), cît şi reziduuri de la anumite recolte agricole, ca trestia de zahăr.

În perspectivă mai îndepărtată aplicabilitatea cea mai ridicată pare a se situa în zonele tropicale şi subtropicale ale planetei. Dar, oricît ar putea părea de curios, interesul actual prezentat de biomasa modernă, provine din ţările industrializate şi în primul rînd din cele din Europa Occidentală. Problema are un triplu impact: energetic, agricol şi minier, elementul declanşator constituindu-l supraproducţia actuală de produse alimentare care impun necesitatea restrîngerii autoimpuse agricultorilor şi terenurilor folosite pentru agricultură şi constituie unul din subiectele cele mai viu disputate în tratativele economice comunitare. Aici intervine ca soluţie salvatoare biomasa modernă. Ea oferă o alternativă agricultorilor, aproape mereu şi pretutindeni nemulţumiţi şi iritaţi, cît şi guvernelor care

trebuie să le ofere subsidii şi să fie expuse atacurilor din partea guvernelor care nu practică asemenea stimulente. Dar biomasa modernă este o speranţă şi pentru rezolvarea problemelor sociale ridicate de necesitatea economică şi ecologică a închiderii unor mine de cărbuni.

Mineri reconvertiţi în fermieri de plantaţii energetice, pare o viziune atractivă pentru Walt Patterson, care propune o soluţie "integrată" şi "evolutivă". Într-o prima etapă combustibilul-biomasă este folosit ca adaos la combustibili solizi. În viitor, mizîndu-se pe tendinţa actuală de descentralizare a producerii de energie electrică, se pot întrevedea centrale mici ("small is beautiful"!) proiectate pentru a arde biomasa, recoltată şi procesată din plantaţia adiacentă. Mă duce gîndul la "complexe agro-industriale", dar într-o lume privatizată!

Pentru a produce energie electrică din biomasă există şi filiere în care se intercalează un combustibil gazos provenit din gazeificarea biomasei, respectiv un combustibil lichid provenit din piroliza biomasei, care sînt arşi în turbine cu gaze sau motoare diesel.

A arde biomasa în centrale termoelectrice clasice, aşa cum se întîmplă în cele totalizînd peste 6 GW în prezent în SUA, chiar 8 GW dacă se adaugă centralele ce ard deşeuri urbane, este o cale care va fi folosită în continuare. Dar Patterson are în vedere altceva, şi anume: "Un rol cu adevărat semnificativ poate fi îndeplinit de biomasă, într-o viziune de viitor mult mai coerentă, în care toate componentele - recolte ale unor plantaţii energetice, procedee avansate de prelucrare a biomasei pentru a deveni combustibil şi tehnologii moderne eficiente de conversie în energie electrică, la un cost comercial competitiv - sînt integrate sistematic. Electricitate produsă cu sisteme avansate din biomasă se prezintă atrăgătoare pe hîrtie. Cu toate acestea, pentru a le transforma într-o opţiune realistă şi practică în secolul ce urmează, va fi nevoie de un consum substanţial de eforturi, bani şi timp".

Autorul arată şi cum vede dînsul realizarea unei astfel de viziuni.

Spre deosebire de prima carte ce face obiectul acestei recenzii, lucrarea lui Patterson este profund impregnată de personalitatea autorului unic.

Pe lîngă căldura emoţională a discursului activistului social, găsim şi rigoarea ştiinţifică, informarea exhaustivă asupra celor mai recente realizări şi programe de RDDD* în domeniu, descrise cu cifre şi scheme convingătoare, care trădează formaţia de fizician nuclearist a lui Walt Patterson. Rezultanta este concepţia integristă programatică "instigatoare" a sa.

Lucrarea, care poate fi consultată de asemenea la biblioteca tehnică a ICEMENERG, poate fi citită cu interes de un cerc mai larg decît cei al celor preocupaţi direct de subiect. Dacă ţinem cont şi de numeroasele semnalări şi comentarii pe care le-a provocat în presa britanică şi internaţională, cred că nu greşesc dacă o consider un mic "best-seller".

CĂLIN MIHĂILEANU

---

* La binecunoscutul acronim "RD" (Research and Development"), căruia i se adăugase un al doilea "D" (Demonstration), a mai apărut în ultima vreme, un al treilea "D" (Dissemination).

APLICAREA SISTEMULUI INTERNAŢIONAL AL UNITĂŢILOR DE MĂSURĂ UTILIZATE ÎN DOMENIUL ENERGETIC

Existenţa mai multor sisteme de unităţi de măsură (MKfS, CGS, MKS etc.) cu multe unităţi de măsură paralele, a avut în trecutul nu prea îndepărtat şi, din păcate, mai are şi astăzi o influenţă negativă asupra economiilor statelor, asupra schimburilor comerciale etc. A apărut ca foarte necesară realizarea şi completarea unui sistem construit logic şi coerent, care să fie practic pentru toate ţările semnatare ale Convenţiei Metrului. Astfel, s-a convenit asupra Sistemului Internaţional de Unităţi denumit prescurtat "SI", avînd ca unităţi fundamentale pentru lungime-metrul, pentru masă-kilogramul, pentru timp-secunda, pentru intensitatea curentului electric-amperul, pentru temperatura termodinamică-Kelvinul, pentru cantitatea de substanţă-molul şi pentru intensitatea luminoasă-candela.

Prin oficializarea Sistemului Internaţional de Unităţi de Măsură specialiştii nu vor mai întîmpina greutăţi la transformarea diferitelor unităţi de măsură, iar în cazul concret al energeticienilor se vor putea compara uşor diferitele performanţe sau caracteristici ale unor agregate energetice sau statisticile care prezintă situaţii energetice din diferite ţări [1].

În România utilizarea sistemului internaţional SI de unităţi de măsură a devenit obligatorie. Cu toate acestea mai sînt încă unităţi de măsură tolerate, care uşurează aprecierea rapidă a mărimii unor parametrii de către unii specialişti încă nefamiliarizaţi cu unităţile de măsură ale sistemului internaţional.

Unităţile SI, precum şi multiplii şi submultiplii lor se utilizează în România conform "Legii metrologiei" adoptată la 3 noiembrie 1978 şi pe baza STAS-ului 737, care cuprinde unităţile fundamentale şi unităţile suplimentare ale SI, unităţile derivate ale SI adoptate de CGPM (Conferinţa Generală de Măsuri şi Greutăţi), regulile de utilizare a unităţilor SI, prefixele SI pentru formarea, denumirea şi utilizarea multiplilor şi submultiplilor zecimali ai unităţilor SI, multiplii şi submultiplii zecimali preferenţiali ai unităţilor SI şi unităţile derivate ale SI, care se definesc în funcţie de unităţile SI adoptate de CGPM [2].

În cadrul RENEL au fost luate măsuri pentru introducerea Sistemului Internaţional de Unităţi de Măsură încă din august 1981, cînd Direcţia Tehnică a fostului Minister al Energiei Electrice a emis Circulara Tehnică CT 481 **"Indicaţii pentru aplicarea sistemului standardizat de unităţi de măsură".** Prin această circulară se solicita întreprinderilor din MEE să dispună măsuri pentru însuşirea şi aplicarea prevederilor din materialul elaborat şi în mod deosebit se avea în vedere *"aplicarea unităţilor de măsură care fac parte din sistemul internaţional (S.I.) şi numai în cazuri justificate a unităţilor tolerate"* . În cazul unor unităţi de măsură "de largă utilizare pînă în prezent (de exemplu caloria sau gradul Celsius) se recomandă ca pe lîngă exprimarea în sistemul SI să se scrie în paranteze (cel puţin temporar) şi conversiunea în unităţile respective".

Etapa finală în aplicarea Sistemului Internaţional de Unităţi de Măsură a fost iniţiată prin Hotărîrea nr.1 din 26 ianuarie 1993 a Consiliului de Administraţie al RENEL, în care la punctul 19*c* se prevede: **"Introducerea în paralel în anul 1993 a Sistemului Internaţional al Unităţilor de Măsură pentru căldură, urmînd ca din 1994 să se treacă la acest sistem".**

Pentru facilitarea aplicării Sistemului Internaţional de Unităţi de Măsură , în afară de lucrările [1] şi [2] se recomandă şi articolul "Lista unităţilor de măsură utilizate în domeniul centralelor electrice" [3].

Prin pregătirea din unităţile RENEL, se va putea aplica din 1994, cînd **devine obligatoriu,** Sistemul Internaţional de Unităţi de Măsură în toate documentaţiile elaborate de RENEL.

BIBLIOGRAFIE

[1] Pavel, E., Mihăilcanu, C., Leca, A. *Unităţi de măsură pentru mărimi de bază în energetică.* In: ENERG, 1, 1986, p.244 - 264, Editura Tehnică, Bucureşti.

[2] x x x *Sistemul internaţional de unităţi (SI),* ediţia a II-a, traducere din limba franceză a lucrării elaborate de "Biroul internaţional de măsuri şi greutăţi - BIPM", Editura Academiei, Bucureşti 1989

[3] x x x *Liste der empfohlenen Masseinheiten fur den Kraftwerksbereich.* In: VGB Kraftwerkstechnik, vol.61, nr.6, iunie 1981, p. 513 - 530.

ing. ANTON ROŞU - ICEMENERG

THE INVENTED KINEMATIC DIAGRAMS OF PLASTICS SELECTIVE INJECTION - A MODERN AND ORIGINAL TECHNOLOGY OF PLASTIC ITEMS MANUFACTURE EXPERIMENTED IN ICEMENERG

The technical ingenuity of the kinematic diagrams of plastics selective injection is represented by the invented mechanical selective flexible distributors of mass transfer in injectable fluid state, which distributors are found within the supply networks of moulding dies [1 - 4].

The invented DX/Y mechanical selective supply distributors, according to their constructive, technological, functional, economic or flexible operation features in the processes of plastics commutable injection, can be as follows:

* injection selective distribution with central or lateral, upper, lower or intermediate commutation;
* provied with 1, 2, 3, or 4 micro-channels (micro-lines) of plastics flexible injection;
* designed with double, three-fold or simple blocking in the processes of plastics commutable injection;
* conceived with combined or uncombined selective supply within the kinematic diagrams of plastics flexible injection;
* tested with mobile commutation cavities or pins;
* designed with manual handling by the operator by means of adjustable or non-adjustable commutation keys between two phases of plastics commutable injection;
* exprimented with mechanical drive means of industrial robots or microrobots, etc.

Inventing, designing and experimenting in ICEMENERG the mechanic selective injection distributors existent within the kinematic supply diagrams of moulding dies theoretically and practically allowed to establish the complex relation of injectable plastic mass transfer depending on many elements SL, MT, RE, . . . ZY(MY).

Depending on the constructive, technological, functional, economic, aesthetic, operational or competitive features of the injection dies in the work processes the actual general expression of plastic mass transfer in injectable fluid state is as follows:

MY(A, B, C, ...) = MT(SL, FX, RE, TY, DX/Y, NX/Y, PY, LY, ZY, Y/Yo)

where:

MY is the symbol of the moulding die of plastics injection;

MT - technological pattern of plastic products injection moulding, with the following work variants: conventional MT1, half-conventional MT2, commutable MT3, multi-commutable MT4, mixed-commutable MT5, and mixed-non-commutable MT6;

SL - injection kinematic diagram of the mould MY, with the following technological experimental moulding variants: non-flexible SL1, half-flexible SL2, flexible SL3, multi-flexible SL4, mixed-flexible SL5, and mixed-non-flexible SL6;

FX - die injection phase with technological work variants:

* one-type-piece NON-POLY-FLEX;
* multi-type-piece NON-POLY-FLEX;
* multi-type-piece POLY-FLEX (POLY = Polescu);
* multi-type-piece SUPER-POLY-FLEX:

RE - injection network of the SL kinematic diagram, with the following technological experimental supply variants: non-selective RE1, half-selective RE2, selective RE3, multi-selective RE4, mixed-selective RE5 and mixed-non-selective RE6;

TY - connection elements of plastic mass transfer in injectable fluid state;

DX/Y - symbol of the invented mechanic selective injection distributor [1 - 4] devised and designed with the following technological flexible work variants:

* with upper central commutation (DC/S);
* with lower central commutation (DC/I);
* with intermediate central commutation (DC/IN);
* with upper lateral commutation (DL/S);
* with lower lateral commutation (DL/I);
* with intermediate lateral commutation (DL/IN);

NX/Y - distribution (supply) node;

PY - work post of the MY injection die;

LY - injection moulding cavity of the MY die;

ZY - die active moulding zone;

Y - injected plastic product;

Y_o - manufacture drawing of product Y;

Y/Y_o - MY die design technique in accordance with the technicality of Y_o product;

A, B, C, . . . - various types of plastic items manufactured on the same injection die.

The technique of constructive combination and technological modelling for the MT, SL, RE, . . . ,Y/Y_o elements designing in order to optimise the injection phases of plastics depends on the creative intuition and professional experience of the die designer.

The technological competition of makin efficient the plastic products injection processes knows the following actual types of SLs:

- competitive, half-competitive or non-competitive or technic progress-bearing kinematic diagrams SL(MT);
- kinematic diagrams SL(MT) unbearing of technic progress.

Conclusively, the SL commutable kinematic diagramms and implicitly the injection flexible dies [1 - 20] are competitive progress bearing, multi-functional' modern, multi-phase and economically efficient, which represent a

technological chance for the persons of initiative in the field of creative design to capitalise the selective distribution of injectable plastic mass transfer.

The POLY-FLEX commutable injection dies were awarded prizes at some National Salons of Inventions and Innovations, as well as diplomas, namely: Honourable Mention, Timişoara, 1985 [1]; III prize, Constanţa, 1987 [1]; Honourable Mention, Prahova, 1987 [1]; III prize, Oradea, 1987 [3]; III prize, Tîrgovişte, 1988 [3]; and, the Special Prize, Botoşani, 1989 [4].

The invented POLY-FLEX design solutions [1 - 4] were also selected and appreciated for their technical originality and technological flexibility of the plastic mass transfer in injectable fluid state at the following International Symposia: Miami [13], Dubrovnik [11], Paris [16], Montreal [15], Toyohashi [17], Gyula [19], Baku [20], and Birmingham [18].

The technical economic advantages mentioned below can be obtained using the kinematic diagrams of plastics selective injection and implicitly the moulding dies of plastic products commutable injection:

- flexible-rendering the injection patterns MT1 and MT2;
- updating the injection diagrams SL(MT1) and SL(MT2);
- technological flexible making of the supply networks RE(MT1) and RE(MT2);
- optimising the injection phases FX(MT1) and FX(MT2);
- technological improvement of the systems utilised to locate the work posts PY(MT1) and PY(MT2);
- rationalising the positioning systems for the connection elements of mass transfer TY(MT1) and TY(MT2);
- sensible reduction of the electricity consumption for the whole system die - injection machine;
- sensible increase of the work productivity in the conception, design, manufacture and homologation of the multi-type-pice injection moulding dies;
- significant reduction of alloy steels consumption for tool manufacture, for the entire active surface unit of multi-type-piece moulding;
- improving the recovery, re-utilisation and re-capitalisation technique for the conventional MY1 or half-conventional MY2 injection dies;
- improvement of the injection dies design technique by experimenting and capitalising the moulding cavities for efficient technological (mixed-commutable) interventions;
- improving the operational technique of the multi-type-piece injection moulding dies;
- the POLY-FLEX flexible injection dies represent a never-failing source of technical inspiration and competitive technological documentation for the passionate and creative die designer in view of updating the conventional or halfconventional design solutions for RE, FX, SL, . .. , ZY(MY).

It is certain that the successfully ICEMENERG experimented technique of plastics commutable injection will be even more widely applied in the moulding processes of POLY-FLEX (FLEX = flexible) multi-type-piece injection.

The technical creativity and technological intuition of the die designer as modelled on the basis of the informational impact with the original solutions of plastics commutable injection [1 - 20] will probably lead to inventing new kinematic supply diagrams SL(MY) for dies.

The 106 invented constructive variants [1 - 4] participated at the famous international award contest INTERLPAS - 93 in Birminghan [18].

Figure 1 presents a selective multi-phase kinematic injection diagram wich allows independent commutable manufacture of four types of plastic items H, J, K, and L on the same POLY-FLEX die.

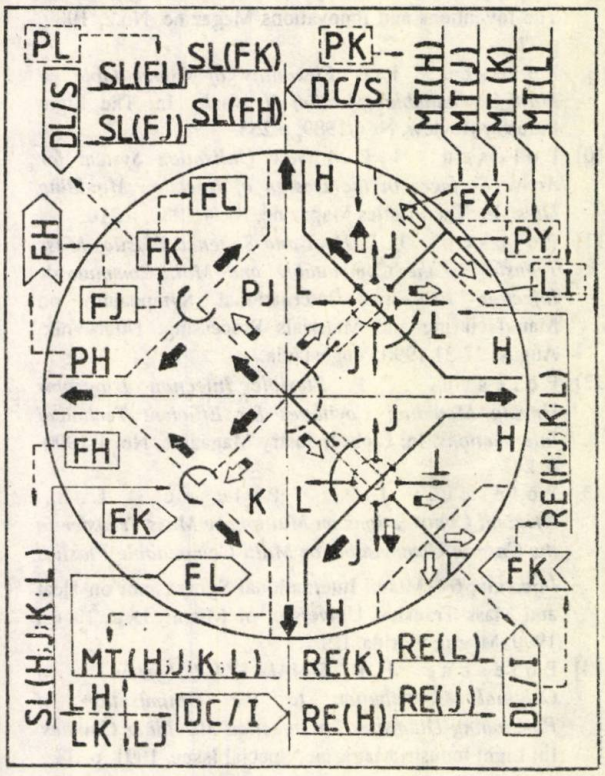


Fig.1.

To conclude, the invented design solutions MY3-MY5, SL3-SL5, . . . , RE3-RE5 are useful and competitive for any specialist concerned with the conception, design, pre-homologation, homologation, manufacture and experimenting of injected plastic items [1 - 20].

REFERENCES

[1] Polescu, I. P. Patents RO-91168/1984 and RO-91364/1984.

[2] Polescu, I.P., Cajvan, D. *PLASTOTECA - A New System of Plastisc Selection for the Power Industry,* Innovation nr.1209/1984, ICEMENERG, Bucharest.

[3] Polescu, I.P. Patents RO-92760/1985, RO-92761/85, RO-92839/85.

[4] Polescu, I. P. Patent RO-96443/1986.
[5] Polescu, I. P. *Combined Multi-Functional Injection Moulding Die for Plastics (Summary of the RO-91168 invention).* In: Energetica, No.4, 1988, p.187.
[6] Polescu, I. P. *Combined Multi-Functional Die of Indirect Injection Moulding of Plastics (Summary of the RO-91364 invention).* In: Energetica , No.9, 1988, p. 421
[7] Polescu, I. P. *Combined Multi-Functional Die of Indirect Non-Point-like Plastics Injection Moulding (Summary of the RO-92760 invention).* In: Energetica, No.3, 1989, p.136.
[8] Polescu, I. P. *Original Contributions to the Conception and Design of Injection Moulding Dies.* In: The Inventions and Innovations Magazine, No.2, 1989, p.77.
[9] Polescu, I. P. *Flexibility of Commutable or Multi-Commutable Injection Networks.* In: The Light Industry Review, Nr.6/1989, p.255.
[10] Polescu, I. P. *A New Utilisation System for Active Surfaces in the Design of Injection Moulding Dies.* In: The Plastics Magazine, Nr. 4/1989, p.210.
[11] Polescu, I. P. *Heat and Softened Plastics Mass Transfer in the Commutable and Multi-Commutable Injection Processes,* International Symposium on Manufacturing and Materials Processing, Dubrovnik, August 27-31 1990, Yugoslavia.
[12] Polescu, I. P. *Flexible Injection Diagrams Having Moulding Cavitaties for Efficient Technical Interventions.* In: Light Industry Magazine, No. 1/1990, p. 24.
[13] Polescu, I. P., Polescu, L. E. *Original Contributions on Multiphase Mass Transfer in the Case of Commutable or Multi-Commutable Plastics Injection,* 6th Miami International Symposium on Heat and Mass Transfer, University of Miami, Dec. 10-12, 1990, Miami, Florida, USA.
[14] Polescu, I. P. *SIMALI-FLEX System _ An Original Contribution to the Optimisation of Positioning Diagrams for Injection Moulding Cavities.* In: Light Industri Magazine, Special Issue, 1991, p. 33.
[15] Polescu, I. P. , Polescu, L. E. *Contributions to A New Principle in the Theory of Multi-Commutable Injection of Thermosetting Plastisc or of Thermoplastics,* 11th Canadian Symposium on Theoretical Chemistry, University of Montreal, Departament of Chemistry, August 2 - 7 1992, Montreal, Quebec, Canada.
[16] Polescu, I. P. , Polescu, L. E. *Multiphase Hydrogen Injection by Selective Converter Controlling the Exergy Variation Speed Within the Limits of Irreversible Processes Thermodynamics .* (Doonder-Prigogine Principle), 9th World Hydrogen Energy Conference, June 22- 25 1992, Paris, France.
[17] Polescu, I. P., Polescu, L. E. *Theory of Multiphase and Multi-Commutable Injection - An Original Contribution to the Making Flexible and Optimisation of the Conventional Mass Transfer for Injectable Organic Plastic,* the Third World Congress of Theoretical Organic Chemists (WATOC '93). July 18 - 24 1993, Japan.
[18] Polescu, I. P. *Multi-Functional and Multiphase POLY-FLEX Die Usable for Polymeric Products Manufacture By Commutable, Multi-Commutable or Mixed-Commutable Injection,* INTERPLAS '93, Plastisc and Rubber Weekly, Birmingham, England, 1993.
[19] Polescu, I. P. *Flexible Process of Commutable Plastisc Injection POLY-FLEX (PY), a New and Original Technology for Polymeric Materials,* MECHANOPLAST, '93, Xth Colloquium on Technical Application and Processing Technology of Plastics, Gyula, Oct. 4 - 7 1993, Hungary.
[20] Polescu, I. P. , Polescu, L. E. *Contributions to Retrofitting the Compression Moulding Processes for Transfer Injection of Thermosetting Plastics and Aspects on the Concept of Clean Energy,* 2th Baku International Symposium on Energy, Environment, Economy - 93, August 17 - 20 1993, Baku, Azerbaidjan.

PETRE IOAN POLESCU, Senior Researcher, ICEMENERG, Bucharest AMALIA IOANA POLESCU, Student, Polytechnic University of Bucharest

ALEXANDRU VALERIU CHIRSANOV

La 11 decembrie 1994 un valoros inginer termoenergetician - ALEXANDRU VALERIU CHIRSANOV - coordonatorul Colectivului de Retehnologizare din F.E.Craiova s-a stins prematur din viaţă, în urma unui accident vascular cerebral.

ALEXANDRU CHIRSANOV s-a născut la Chişinău în 25 septembrie 1942. A absolvit Facultatea de Energetică din I.P. Bucureşti în 1965 ca student eminent.

S-a angajat ca inginer la CET Işalniţa unde a lucrat, cu o întrerupere de 3 ani - cînd a fost transferat la CET Govora -, pînă în 1994. În 1973 a lucrat o perioadă de timp la U.E. Turceni. A revenit la I.E. Craiova ca inginer principal la Serviciul Programarea şi Urmărirea Producţiei, apoi ca Şef al Biroului de Mers Economic şi ca şef al Secţiei de Reparaţii turbine.

După un prim accident vascular în 1986 nu renunţă la muncă şi îşi reia cu responsabilitate şi cu mai multă pasiune activitatea, lucrînd ca inginer proiectant principal în cadrul Serviciului Tehnic-Proiectare. Din 1990 a condus amplul Program de retehnologizare a CET Işalniţa.

Inginer de talent şi de mare valoare profesională, a participat cu dăruire la punerea în funcţie a primelor grupuri de 50 MW la CET Govora. El a contribuit, de asemenea, la îmbunătăţirea mersului economic al grupurilor energetice din CET Işalniţa.

În colaborările sale cu experţii străini a fost apreciat în mod deosebit ca specialist român de valoare, serios şi tenace.

A fost profesor la Liceul Energetic din Craiova, iar la înfiinţarea Facultăţii de Energetică din Craiova s-a apelat la priceperea şi talentul său, fiind cooptat cadru didactic asociat.

Lumea calculatoarelor l-a fascinat şi pe ALEXANDRU CHIRSANOV, el fiind unul dintre promotorii entuziaşti ai introducerii tehnicii de calcul pe masa de lucru a specialiştilor din exploatare.

Om de o vastă cultură (vorbea 7 limbi străine) era apreciat şi ca artist prin picturile şi desenele lui, unele prezente în cîteva expoziţii, dar şi ca un fin epigramist.

Ideile lui erau considerate de unii ca fiind "filosofice". Iubea oamenii, fiinţa umană avînd cea mai mare valoare pentru el; vroia să transmită în mod nemijlocit tinerilor experienţa sa.

Din această perspectivă este de evidenţiat faptul că s-a ocupat cu multă dăruire de creşterea şi educarea celor trei fiice adoptive, pregătindu-le pentru profesiuni importante în economie.

La aniversarea a 30 de ani de existenţă a F.E. Craiova, care coincide cu aniversarea absolvirii facultăţii, la pregătirea cărora el a contribuit din plin, din păcate, inginerul ALEXANDRU VALERIU CHIRSANOV nu va mai putea participa .

ION BĂRBULESCU - Vicepreşedinte RENEL
ŞTEFAN GUSTI - Director F.E. Craiova
GABRIEL POENARU - Coleg de promoţie

Ce este UNIPEDE ?

Union Internationale des Producteurs et Distributeurs d'Energie Electriquie
International Union of Producers and Distributions of Electrical Energy
Internationale Union der Erzeuger und Verteiler Elektrischer Energie
Uniunea Internaţională a Producătorilor şi Distribuitorilor de Energie Electrică

Această Uniune a fost fondată în 1925 şi este o organizaţie profesională care reuneşte membri activi, cuprizând grupurile naţionale europene, care sunt calificate să reprezinte întreprinderile responsabile pentru producerea, transportul şi distribuirea energiei electrice în ţările respective şi membri afiliaţi, care sunt grupuri naţionale din afara Europei, precum şi alte organizaţii europene care nu îndeplinesc cerinţele pentru a fi membri activi. De asemenea, UNIPEDE cuprinde şi un număr de membri asociaţi (companii, organizaţii publice, organizaţii profesionale), care activează direct în industria energiei electrice.

La 1 iunie 1994 UNIPEDE cuprindea 34 membri activi şi 19 membri afiliaţi, reprezentând 48 de ţări, din care 33 din Europa, şi 40 membri asociaţi.

Ca organizaţie profesională, UNIPEDE reprezintă un for în care se analizează problemele referitoare la industria energiei electrice, studii şi cercetări specifice pentru soluţii aplicabile tuturor membrilor,facilitează schimburile permanente de informaţii şi experienţă, propune decizii politice asupra chestiunilor curente, în ceea ce priveşte industria energiei electrice.

Ce este UIE ?

International Union for Electroheat este o organizaţie internaţională fondată în 1953. Obiectivul primar al UIE este promovarea şi dezvoltarea aplicaţiilor tematice ale energiei electrice în concordanţă cu principiile eficienţei, protecţiei mediului înconjurător, viabilitatea economică şi acceptarea socială.

Principalele domenii de interes ale UIE sunt sectoarele industriale şi de construcţii de locuinţe.

UIE este reprezentată în fiecare ţară de comitete naţionale. Acestea sunt constituite din fabrici şi instalaţii de echipament electric, engineering, proiectare şi consultanţă, utilizatori de echipament electric, academicieni şi cercetători ştiinţifici, producători şi distribuitori de energie electrică.

Adresa: UIE, Espace ELECT, CNIT - BP 10 - FR - 92053, PARIS LA DEFENCE

Ce este IEA ?

The International Energy Agency, fontată în 1974, este un forum al energiei pentru 23 de ţări industrializate. Guvernele membre IEA au fost de acord ca, în cazul dificultăţilor privind alimentarea cu petrol, să-şi împartă resursele disponibile. Ele au preluat şi sarcina de coordonare a politicilor lor energetice.

În cadrul Agenţiei s-a stabilit în acelaşi domeniu şi un program de cooperare pe termen lung numit International Energy Programe (IEP).

Adresa: International Energy Agency OECD, 2, rue Andre Pascal, FR - 75775 Paris, CEDEX 16

Către cititori !

La comanda firmei Media Marketing G.S.,str. Ion Câmpineanu. nr.31, ap.94, sector 1, Bucureşti , vi se trimite împreună cu revista Energetica programul Târgului şi Conferinţei Internaţionale pentru Energetică, organizată de Central European Power Exibition 95 (CEPEX 95), care vor avea loc în Polonia la Poznan, în perioada 25 - 27 aprilie 1995.

INHALT

SONDERAUSGABE: AUSSICHTEN DER KERNENERGIEWIRTSCHAFT IN RUMÄNIEN

FLORIN ALEXE : Gespräch am runden Tisch "Energietechnische Anwendungen der Kerntechnologien" 3 - 4

MARIUS PECULEA: Rumänisches Verfahren zur Schwerwassertrennung 5 - 16

GHEORGHE BARARIU, ION DURDUN: Strategie zum Management radioaktiver Abfälle aus der Kernenergiewirtschaft und die geologischen Besonderheiten bei der Lagerung dieser Abfälle in Rumänien 17 - 23

VIOREL ŞERBAN, MIHAI ALEXANDRU, MARIAN ANDRONE, CONSTANTIN ALEXANDRU, CAMELIA CIUCĂ, JANINA BADARA, CARMEN ALEXANDRU: Beurteilung dynamischer Belastungen durch transiente Fließvorgänge von Medien in Rohrleitungssystemen und Drucklastreduktionseinrichtungen und ihre Auswirkungen 24 -32

FLORIN ALEXE, NICUŞOR TRANA, DORIN FLOREA: Verfahren, Algorithmen und Rechenprogramme zur Modellierung des Wärmekreislaufs der Einheit 1 im Kernkraftwerk Cernavoda zum Zweck der Optimierung ihres Betriebes 33 - 39

GESCHICHTE DER ENERGIEWIRTSCHAFT

PETRE COLUMBEANU: Der erste rumänische Beitrag, worin Gesamtprobleme der Energiewirtschaft behandelt werden 40 - 41

AUS DER RUMÄNISCHEN ENERGIEWIRTSCHAFT. DOKUMENTATION

PAUL CARTIANU: Bezugsbeiträge in der Energiewirtschaft 41 - 42

REZENSION 42 - 44

INFORMATIONEN

ANTON ROŞU: Anwendung des Internationalen Systems der Meßeinheiten 45

ERFINDUNGEN

PETRE IOAN POLESCU, AMALIA IOANA POLESCU: Kinematische Diagramme zum selectiven Plastumassenspritzverfahren- eine in ICEMENERG erprobte moderne Plastmassen - Fertigüngstechnologie 46 - 48

DE PERSONIS 49

SOMMAIRE

NUMÉRO SPÉCIAL: LES PERSPECTIVES DU NUCLÉAIRE EN ROUMANIE

FOLORIN ALEXE : Table ronde sur "Les applications des technologies nucléaires dans le domanine de l'énergie 3 - 4

MARIUS PECULEA: La technologie roumaine de séparation de l'eau lourde 5 - 16

GHEORGHE BARARIU, ION DURDUN: La stratégie de la gestion des déchets radioactifs provenus de l'énergie nucléaire et les particularités géologiques de stockage de ces déchets en Roumanie 17 - 23

VIOREL ŞERBAN, MIHAI ALEXANDRU CHIRIŢĂ, MARIAN ANDRONE, CONSTANTIN ALEXANDRU, CAMELIA CIUCĂ, JANINA BĂDARA, CARMEN ALEXANDRU: L'évaluation des essais dynamiques pour les régimes transitoires d'écoulement des fluides dans les systemes de conduits et les dispositifs pour réduire les essais et leurs effets 24 - 32

FLORIN ALEXE, NICUŞOR TRANĂ, DORIN FLOREA: Méthodologies, algorithmes et logiciels pour modéliser le circuit thermique de la tranche no. 1 de la centrale nucléaire de Cernavoda dans le but d'optimiser l'exploitation 33 - 39

HISTOIRE DE L'ELECTRICITE

PETRU COLUMBEANU: Le premier rapport scientifique sur les aspects d'ensemble de l'énergétique 40 - 41

L'ENERGIE EN ROUMANIE. DOCUMENTATION

PALUL CARTIANU: Rapports scientifiques de référence dans le domaine de l'énergie 41 - 42

COMPTE-RENDU 42 - 44

INFORMATIONS

ANTON ROŞU: L'application du systeme international des unités de mesure 45

INVENTIONS

PETRE IOAN POLESCU, AMALIA IOANA POLESCU: The Invented Kinematic Diagrams of Plastics Selective Injection - a Modern and Original Technology of Plastic ITEMS Manufacture Experimented in ICEMENERG 46 - 48

DE PERSONIS 49

СОДЕРЖАНИЕ

СПЕЦИАЛЬНЫЙ НОМЕР: ПЕРСПЕКТИВЫ ЯДЕРНОЙ ЭНЕРГЕТИКИ РУМЫНИИ

ФЛОРИН АЛЕКСЕ: Круглый стол "Энергетические применения ядерных технологий" 3 - 4
МАРЮС ПЕКУЛЯ: Румынская технология сепарации тяжелой воды 5 - 16
ГЕОРГЕ БАРАРИУ, ИОН ДУРДУН: Стратегия учета радиоактивных отходов ядерной энергетики и особенности геологии хранения этих отходов в Румынии 17 - 23
ВИОРЕЛ ШЕРБАН, МИХАЙ АЛЕКСАНДРУ, МАРИАН АНДРОНЕ, КОНСТАНТИН АЛЕКСАНДРУ, КАМЕЛИЯ ЧЮКЭ, ЖАНИНА БАДАРА, КАРМЕН АЛЕКСАНДРУ: Оценка динамических загрузок от переходных режимов течения жидкостей в трубопроводные системы и устройства снижения загрузок и их последствий 24 - 32
ФЛОРИН АЛЕКСЕ, НИКУШОР ТРАНА, ДОРИН ФЛОРЕА: Методологии, алгоритмы и расчетные программы для моделирования теплового контура Блока I АЭС Чернавода с целью оптимизации эксплуатации 33 - 39

ИСТОРИЯ ЭНЕРГЕТИКИ

ПЕТРУ КОЛУМБЕАНУ: Первая румынская работа об общих вопросах энергетики 40 - 41

ИЗ РУМЫНСКОЙ ЭНЕРГЕТИКИ. ДОКУМЕНТАЦИЯ

ПАУЛ КАРТИЯНУ: Отчетные разработки в энергетике 41 - 42

РЕЦЕНЗИЯ 42 - 44

ИНФОРМАЦИЯ

АНТОН РОШУ: Применение международной системы единиц 45

ИЗОБРЕТЕНИЯ

ПЕТРЕ ИОАН ПОЛЕСКУ, АМАЛИЯ ИОАНА ПОЛЕСКУ: Оригинальные кинематические диаграммы селективного литья пластиков - новая и оригинальная технология изготовления пластиков, испытанная в ИЧЕМЭНЕРГ 46 - 48

DE PERSONIS 49

CONTENS

SPECIAL ISSUE: NUCLEAR ENERGY PROSPECTS IN ROMANIA

FLORIN ALEXE : Round Table "Energy Applications of Nuclear Technologies" 3 - 4
MARIUS PECULEA: Romanian Technology for Heavy Water Separation 5 - 16
GHEORGHE BARARIU, ION DURDUN: A strategy for Nuclear Radioactive Wastes Management and Specific Geological Conditions for Waste Storage in Romania 17 - 23
VIOREL SERBAN, MIHAI ALEXANDRU, MARIAN ANDRONE, C-TIN ALEXANDRU CAMELIA CIUCĂ, JANINA BADARA, CARMEN ALEXANDRU: Estimate of Dynamic Loadings Induced by Fluids Flowing Transient Regimes in Pipe Systems and Loadings Reduction Devices and their Effects 24 - 32
FLORIN ALEXE, NICUŞOR TRANA, DORIN FLOREA: Methodologies, Algorithms, and Computation Programmes for Modelling the Thermal Circuits of Cernavoda NPPUnit with the view to Operation Optimization 33 - 39

THE HISTORY OF ELECTRIFICATION

PETRU COLUMBEANU: The First Romanian Paper Dealing with the Overall Energy Problems 40 - 41

ENERGY IN ROMANIA. DOCUMENTATION

PAUL CARTIANU : Reference papers in Energetics 41 - 42

REVIEWS 42 - 44

NEWS

ANTON ROSU: Application of the Measuring Units International System 45

INVENTIONS - INNOVATIONS

PETRE IOAN POLESCU, AMALIA IOANA POLESCU: The Invented Kinematic Diagrams of Plastics Selective Injection - a Modern and Original Tehnology of Plastic ITEMS Manufacture Experimented in ICEMENERG 46 - 48

DE PERSONIS 49

INFORMÁCIÓS KÖNYVTÁR 1883 ORSZÁGOS MŰSZAKI ÉS GAZDASÁGI

ABB Energoreparaţii România este prima societate mixtă a Grupului ABB în România.

Ea îmbină o experienţă de peste 40 de ani a Intreprinderii Energoreparaţii în servirea sistemului energetic naţional cu tehnologia de vîrf a Grupului ABB.

Oferta noastră cuprinde:

- **Execuţia de piese şi subansamble de schimb** pentru echipamentele din centralele energetice şi de termoficare: turbine cu abur, generatoare electrice, cazane de abur, echipamente aferente gospodăriei de combustibil, motoare electrice de 6KV, etc.
- **Reabilitări de grupuri energetice** din centralele termoelectrice, recondiţionări de piese şi subansamble, reparaţii de echipamente energetice.
- **Servicii şi lucrări uzinale şi de teren** utilizînd aparatură de ultimă oră: măsurători şi analize de vibraţii, echilibrări dinamice pentru rotorii de turbină şi ventilatoare, echilibrări de maşini rotative în funcţionare, lucrări de montaj şi punere în funcţiune a echipamentelor reparate de societate, analize chimice, încercări mecanice, analize metalografice şi alte lucrări de laborator, elaborarea de documentaţii tehnice legate de întreţinerea, repararea şi reabilitarea centralelor energetice.

ABB Energoreparaţii exportă produse şi execută lucrări în ţări din Europa, Asia şi Africa.

Vă invităm la cooperare!

SERVICIILE NOASTRE

LA DISPOZIȚIA DUMNEAVOASTRĂ

ABB Energoreparaţii România
Bd.Energeticienilor 13-15
sect.3, Bucureşti - România
Cod 74568
Telefon: +401 322 50 64 ÷ 69
Fax: +401 321 09 47; +401 321 51 31
Telex: 065 12 012 ABBER

ABB

Romania
RENEL
Romanian Electricity Authority

ICEMENERG
ENERGY RESEARCH AND
MODERNISING INSTITUTE
8, Energeticienilor Blvd.
79619 Bucharest 3 - Romania
fax: (401) 321 10 10; phone: (401) 321 32 41
email: srctt @cci.vsat.ro

For over 35 years of experience ICEMENERG - RENEL turned to be the Romanian leader in all energy services

* ***R&D and demonstration projects***
* ***Nation-wide energy and environmental issues***
* ***Certifying and testing of industrial equipment and appliances***

ICEMENERG

ICEMENERG is your credible partner in:

* *energy policies and forecasts*
* *energy-related environmental issues*
* *clean energy technologies*
* *quality engineering and surveillance*
* *complete knowledge of RENEL endowment and needs*
* *a large spectrum of engineering and consulting services, audits, inspections and studies*
* *a wide range of specific equipment and components for power applications*

The works carried out in Romania and abroad consolidated the prestige of ICEMENERG.

RENEL

* ***refitting works with own expertise and technologies***
* ***maintenance technologies and materials***
* ***a wide range of tests and measurements***
* ***commissioning of power plants and substations***

OTHER DOMESTIC CLIENTS

* ***capitalisation of renewables***
* ***DSM projects***

FOREIGN CLIENTS

* ***consultancy and engineering;***
* ***hydrometry systems***
* ***warranty and commissionig tests***
* ***operation tests and measurements (thermovision)***
* ***generator excitation systems - manufacturing and expertise***
* ***turbine control systems***
* ***noise dampers***

E 2039

2 ENERGETICA

SERIA A

ICEMENERG

MARTIE - APRILIE 1995

Puterea performantei in comunicatii

ROKURA

ROKURA S.R.L.

Societate mixtă Româno Japoneză
Distribuitor Autorizat de Sisteme de Radiocomunicaţii

MOTOROLA

Radiotelefoane Motorola
Echipamente cu secretizare **SECTEL**
Transmisii radio cu secretizare **TRANSCRYPT**
Echipamente de comunicatii voce date si fax prin satelit intre puncte mobile
Sistemul **INMARSAT**
Retele de comunicatii voce date si fax
Sistemul **ACT-Networks**
Sisteme Paging - **ADVISOR, NEC**
Telefonie celulara
Retele de comunicatii date si voce prin satelit intre puncte fixe **VISAT**
Sisteme de control si achizitie date pentru procese industriale **SCADA**
Antene **PROCOM**

Bucureşti, Hotel Dorobanţi, Calea Dorobanţilor 1-7
Tel: 0040-1-211 16 50, Fax: 0040-1-210 52 01

ORSZÁGOS MŰSZAKI INFORMÁCIÓS KÖZPONT ÉS KÖNYVTÁR 1883

ENERGETICA

REVISTA DE SPECIALITATE
A ENERGETICIENILOR
DIN ROMÂNIA

ANUL 43 | Nr. 2, SERIA A | MARTIE - APRILIE 1995

ISSN 1220 - 5133

Număr special "Rețele termice. DSM la consumatorii de căldură"

Revista ENERGETICA a fost înființată în anul 1953, continuînd tradiția vechilor publicații inginerești care au avut preocupări în domeniul energiei ca, de exemplu:

- **Diaru pentru vulgarizarea științelor naturale și fizice (1870 - 1882);**
- **Buletinul Societății Politehnice (1887 - 1944);**
- **Buletinul Asociației Generale a Inginerilor din România - AGIR (1919 - 1946);**
- **ENERGIA, editată de ing. Dumitru Leonida (1921);**
- **Buletinul Asociației Producătorilor și Distribuitorilor de Energie Electrică - APDE (1932 - 1944);**
- **Buletinul Institutului Român de Energie - IRE (1933 - 1944)**

Opiniile exprimate în articolele publicate în revista ENERGETICA aparțin autorilor acestora.

Orice reproducere integrală sau parțială, prin indiferent ce procedeu, a materialelor apărute în revista ENERGETICA poate fi făcută numai cu aprobarea biroului de redacție. Sînt autorizate numai citările destinate lucrărilor științifice și volumelor în care acestea sînt inserate .

Revista apare alternativ în două serii :

- **seria A, care tratează probleme de surse de energie, conversie de energie, poluare a mediului înconjurător, utilizare a căldurii etc.;**
- **seria B, care tratează probleme electrice, inclusiv ale centralelor electrice, stațiilor electrice, ale liniilor de transport și distribuție a energiei electrice , sisteme electroenergetice etc.**

Fiecare serie are 6 numere pe an .

CUPRINS

EDITORIAL 55

NICOLAE NICULESCU, NICOLAE DAVID: **Proiect demonstrativ privind eficiența aplicării tehnologiilor moderne în transportul și distribuția căldurii pentru o zonă de consum urban alimentată dintr-un sistem de termoficare** 56 - 67

VICTOR ATHANASOVICI: **Randamentul energetic global de producere, transport și distribuție a căldurii** 68 -74

ALEXANDRU-VALERIU BINIG, NICOLAOS LIMNIOS, DUMITRU CEZAR IONESCU, DOINA BINIG: **Analiza continuității în alimentare și performabilității pentru o relație furnizor-consumator de căldură, folosind teoria sistemelor "Failure Delay"** 75 - 82

NICOLAE NICULESCU, MIHAELA STAN, ANGELA BĂDULESCU, DORINEL VOICHECI: **Aspecte privind integrarea schimbătoarelor de căldură cu plăci în sistemele de alimentare centralizată cu căldură** 83 - 88

VICTOR ATHANASOVICI, ION SOTIR DUMITRESCU, ROXANA PĂTRAȘCU, CRISTIAN CIUCAȘ: **Modelarea regimurilor hidraulice nenominale stabilizate ale ansamblurilor punctelor termice** 89 - 96

VICTOR ATHANASOVICI, ION SOTIR DUMITRESCU, DRAGOȘ PARASCHIV: **Defalcarea cheltuielilor unei centrale electrice de termoficare cu abur, între cele două forme de energie produse** 97 - 100

MANIFESTĂRI TEHNICO-ȘTIINȚIFICE

DUMITRU IVAS: **Zilele academice ieșene** 74,82

FLORIN MUNTEANU: **Third International Conference on Power Quality "End-Use Applications and Perspectives PQA'94"** 101 - 102

RECENZIE

COSTIN MOȚOIU: **Radu Moțoiu: "Ingineria calității"** 67

Our review publishes ADVERTISMENTS for your PRODUCTS, TECHNOLOGIES, SERVICES, etc.

Please, contact us at the address:
Revista ENERGETICA
ICEMENERG, B-dul Energeticienilor nr.8,
Bucureşti III, RO 79619
Phone : (401)322 06 92 ; (401)321 69 66/251
Fax: (401)321 10 10
Telex: 10783

COLEGIUL DE REDACŢIE

BIROUL: dr . ing. Eugeniu PAVEL - preşedinte, redactor-şef; dr. ing. Jean CONSTANTINESCU - redactor-şef adjunct; prof. dr. ing. Dumitru Cezar IONESCU - redactor-şef adjunct; ing. Vasile RUGINĂ - secretar de redacţie; ing. Radu OPINCARU - reprezentant RENEL; ing. Ion CONECINI; ing. VLADIMIR CONSTANTINESCU; prof. dr. ing. Virgil MUŞATESCU ; ing. Nicolae NICULESCU; ing. Mihai NICOLAU - reprezentant ICEMENERG; dr. ing. Ioan GANEA

MEMBRI: conf. dr. ing. Florin ALEXE; prof. dr. ing. Victor ATHANASOVICI; conf. dr. ing. Adrian BADEA ; prof. dr. ing. Cornel BIANCHI; ing. Paul CARTIANU; ing. Mircea CÂRDU; ing. Marin CIOCĂNESCU; prof. dr. ing. Dorin CRISTESCU; dr. ing. Mihai CONSTANTINESCU; prof. dr. ing. Nicolae DĂNILĂ; ing. Alexandru FLORESCU; dr. ing.Laurenţiu GOIA; dr. ing.Dan GOLICIU ; prof dr. ing. Nicolae GOLOVANOV ; ing. Viorel GRIGORIU; prof. dr. ing. Dumitru IVAS; prof. dr. ing Aureliu LECA; dr. ing. Gheorghe LUCA; dr. ing. Magdalena MATEI; ing. Cornel MOŢIU; prof. dr. ing. Costin MOŢOIU ; prof. dr. ing. Constantin NEAGA; prof. dr. ing. Viorel NEGRU ; ing. Gheorghe NEGUŢ; conf. dr. ing. Valeriu NISTREANU; ing. Cornel PÂSLARU; prof. dr. ing. Alexandru POEATĂ; dr. ing. Marius POMÂRLEANU; prof. dr. ing. Florin POP; dr. ing. Teodor POPA; dr. ing. Anca POPESCU; ing. Constantin POPESCU; ing. Miron POPESCU; ing. Costin POPESCU; conf. dr. ing. Petre POSTOLACHE; dr. ing. Dan Ion PREDOIU; ing. Dan RACOVIŢAN; ing. Gabriel ROMAŞCU; ing. Anton ROŞU ; ing. Margarios SALGIAN ; ing. Mihai SĂNDULEAC; ing. Emilian SIMIAN; ing. Cristian TOTOLO; ing. Anton VLĂDESCU ; ing. Dinu VOINEA

Redactor : Ana Maria CHIVU

Coperta I - CET Craiova

Redacţia şi administraţia: ICEMENERG, B-dul Energeticienilor nr.8, sector 3, CP 79619, Bucureşti
Telefon: (401)322 06 92; (401)321 69 66/251; Telex : 10783; Fax: (401)321 10 10

Tiparul executat la ICEMENERG

Editorial

România este una din ţările care a dezvoltat consecvent termoficarea, ca mijloc de utilizare eficientă a combustibilului, ajungând să aibă, în majoritatea oraşelor mari, sisteme foarte dezvoltate şi centralizate.

Această dezvoltare a fost compatibilă cu sistemul de conducere economică centralizată, care dispunea în totalitate de resursele primare autohtone de energie sau importate.

Folosirea termoficării, şi mai ales a sistemelor mari de termoficare, oferă următoarele avantaje:

- *realizarea de surse foarte mari de producere a energiei cu investiţii specifice mici;*
- *obţinerea de importante economii de combustibil la nivel naţional;*
- *posibilitatea construirii de platforme industriale complexe, optimizate din punct de vedere tehnologic şi energetic.*

Perioada de după criza petrolului şi,mai ales,cea de rambursare a datoriilor naţionale de după 1980, a constituit pentru România perioada care a compromis în totalitate în ochii nespecialiştilor ideea termoficării. Sacrificarea încălzirii populaţiei a creat imaginea falsă a dezavantajelor ei, ascunzându-se de fapt arbitrariul deciziilor politice.

Paradoxal, când întreaga lume redescoperea termoficarea ca sursă importantă pentru economia de energie şi protecţie a mediului, România îşi punea problema renunţării la un sistem care a făcut să sufere atât de mult populaţia ţării de frig, situaţie care.de fapt.nu s-a schimbat semnificativ nici până astăzi. Care este însă realitatea şi care este politica energetică pe care trebuie să o adopte specialiştii din România?

În discuţiile specialiştilor trebuie să se plece de la următoarele considerente mai importante:

- *centralele electrice de termoficare oferă avantaje evidente de utilizare a combustibilului, având randamente mai mari de 0,8 , faţă de cele de numai 0,4 ale centralelor de condensaţie;*
- *sistemele foarte mari de termoficare au dezavantajul sensibilităţii şi dependenţei de accesul la combustibil, mai ales când acesta se bazează pe import din sursă unică (cum este cazul cu importul de gaze naturale în România);*
- *concentrarea în mâna unui singur furnizor a alimentării cu energie a întregii populaţii a unui oraş şi, deci, lipsa totală a concurenţei,cu consecinţele ei evidente de calitate şi politici tarifare;*
- *lipsa aproape totală a contorizării individuale a consumului şi reglajului termic la consumatori;*
- *lipsa unei relaţii contractuale între furnizor şi consumator, care să garanteze calitatea energiei termice livrate;*
- *apariţia în lume a unor noi tehnologii, în special a celor cu cicluri mixte gaze-abur, care impun abordarea termoficării în mod diferit.*

Revista Energetica şi-a propus ca în următoarele sale două numere să ofere specialiştilor posibilitatea de a dezbate şi prezenta această problematică.

DUMITRU CEZAR IONESCU
Redactor - şef adjunct

PROIECT DEMONSTRATIV PRIVIND EFICIENŢA APLICĂRII TEHNOLOGIILOR MODERNE ÎN TRANSPORTUL ŞI DISTRIBUŢIA CĂLDURII PENTRU O ZONĂ DE CONSUM URBAN ALIMENTATĂ DINTR-UN SISTEM DE TERMOFICARE

ing. NICOLAE NICULESCU, ing. NICOLAE DAVID *

Articolul prezintă analiza introducerii unor tehnologii avansate în instalaţiile de alimentare cu căldură a unei zone de consum urban racordată la sistemul de termoficare al municipiului Bucureşti, cu scopul eliminării deficienţelor şi a pierderilor de căldură determinate pe bază de măsurători.

Eficienţa aplicării noilor tehnologii este determinată pe baza analizei cost - beneficiu.

The paper presents the analysis of the advanced technologies implementation in the heat supply facilities of an urban consumption zone connected to Bucharest district heating system with the view to remove deficiencies and heat losses determined according to measurements.

The efficiency of the new technologies application is established in compliance with the cost - profit analysis.

Descriptori : transport căldură, distribuţie căldură, termoficare, eficienţă

În aplicarea conceptului Demand - Side Management (D.S.M.) pentru sistemele de termoficare din ţara noastră, RENEL a iniţiat, în 1993, un **proiect demonstrativ,** având ca scop creşterea eficienţei energetice în zona de consum, prin introducerea de tehnologii noi în instalaţiile de transfer al căldurii din punctele termice, în reţelele termice de distribuţie a căldurii de la punctele termice la blocurile de locuinţe şi în sistemul de contorizare şi gestionare a căldurii în zonă. Pentru aplicare s-a ales zona microraionului 3 Drumul Taberei din Bucureşti, având circa 5 000 apartamente alimentate cu căldură din CET Bucureşti Vest prin intermediul a patru puncte termice.

Alegerea zonei. Prezentarea situaţiei actuale în zonă

Ansamblul de locuinţe Micro 3 Drumul Taberei Bucureşti împreună cu instalaţiile de alimentare cu căldură prin termoficare au fost realizate în perioada 1963 - 1965 prin racordarea directă a instalaţiilor de încălzire cu hidroclevatoare montate în subsolul fiecărui bloc şi prin patru staţii centralizate de preparare a apei calde de consum (S.C.), echipate cu schimbătoare de căldură tubulare tip I.C.M.A.

În prezent, ca urmare a dezvoltării ansamblurilor de locuinţe din zonă, regimul de presiuni al reţelelor magistrale de alimentare cu căldură a zonei s-a modificat, astfel că presiunea în conducta de întoarcere ajunge la valori apropiate de 6 ata (0,6 Mpa), valoare limită admisă de radiatoarele din apartamente, racordate direct la reţeaua primară.

Staţiile centralizate de pompare a apei calde de consum existente, realizate în construcţie subterană, precum şi reţelele termice de distribuţie (conducte de încălzire, apă caldă şi recirculare), amplasate în canale de beton la adâncimi între 2 şi 5 m, sunt într-o stare avansată de uzură, inundate de apă, cu frecvente spargeri, ce duc la necesitatea de intervenţii repetate în cursul unui an. Această stare presupune pierderi importante de căldură şi de agent termic, impunându-se, şi din acest punct de vedere, înlocuirea totală a instalaţiilor.

Soluţia de remediere a situaţiei existente are în vedere trecerea la racordarea indirectă a instalaţiilor de încălzire, prin realizarea a patru puncte termice noi în amplasare supraterană,

* Institutul de Studii şi Proiectări Energetice - ISPE, Bucureşti

echipate cu schimbătoare de căldură, atât pentru încălzire, cât şi pentru prepararea apei calde de consum, realizarea unor reţele termice secundare noi, de la punctele termice la blocurile de locuinţe, constând din două conducte pentru încălzire (ducere-întoarcere) şi două conducte pentru apa caldă de consum (alimentare - recirculare), realizarea unor noi racorduri de termoficare primare până la punctele termice noi, realizarea unui sistem de automatizare, măsură şi control al principalilor parametri la nivelul punctelor termice şi a intrărilor în blocurile de locuinţe şi a unui sistem unitar de gestiune a căldurii pe ansamblul microraionului.

efectuate înregistrări ale temperaturii agentului termic primar şi secundar, la intrarea şi ieşirea din grupul de schimbătoare aferent fiecăreia din cele patru staţii centralizate şi s-au făcut citiri, la intervale de zece minute, ale debitelor instantanee de agent termic primar. S-au obţinut astfel valori ale coeficientului global de transfer termic şi ale eficienţei transferului termic, care au fost comparate cu valorile teoretice, respectiv calculate. Rezultatele obţinute sunt prezentate sintetic în tabelul 1.

Din analiza valorilor obţinute rezultă că schimbătoarele de căldură existente funcţionează

Tabelul 1

		SC 1/3	SC 2/3	SC 3/3	SC 3/4
1	Coeficientul global de transfer termic ($W/m^2.K$)				
	- obţinut pe baza măsurătorilor- K_m	356 ... 376	205 ... 215	551 ... 584	355 ... 399
	- valoarea teoretică - K_t (de catalog)	1273 ... 1337	1089 ... 1133	1214 ... 1275	1312 ... 1412
	- raportul coeficienţilor globali de transfer termic $RK = K_m/K_t$	0,275 ... 0,284	0,184 ... 0,192	0,437 ... 0,465	0,271 ... 0,283
2	Eficienţa transferului termic				
	- valoarea măsurată - E_m	0,576	0,440	0,523	0,533
	- valoarea calculată - E_c	0,798	0,656	0,624	0,817
	- raportul eficienţelor $RT = E_m/E_c$	0,722	0,671	0,838	0,652

Măsurători efectuate în instalaţiile existente din zonă

În vederea evidenţierii avantajelor tehnice şi economice ale aplicării unor tehnologii de vârf pentru reabilitarea sistemelor de termoficare în zona de consum, au fost efectuate prin INCERC şi RADET Bucureşti măsurători în instalaţiile existente din zona Micro 3 Drumul Taberei, având ca obiect: determinarea caracteristicilor funcţionale ale schimbătoarelor de căldură din cele patru staţii centralizate SC1, SC2, SC3 şi SC4 folosite la prepararea apei calde de consum; determinarea pierderilor de agent termic şi a pierderilor de căldură în reţelele de transport şi distribuţie a agentului termic primar şi secundar.

• Pentru determinarea caracteristicilor funcţionale ale schimbătoarelor de căldură au fost

în toate cele patru staţii centralizate cu mult sub performanţele indicate de producător (I.C.M.A. Bucureşti), coeficientul global real de transfer termic având valori cuprinse între 18 % şi 46 % faţă de valorile de catalog.

Eficienţa transferului termic determinată pe baza măsurătorilor este mai scăzută decât cea calculată, cu valori cuprinse între 16 % şi 35 %.

Compararea coeficienţilor globali de transfer termic, măsuraţi în condiţiile reale de exploatare cu valorile teoretice corespunzătoare acelorași regimuri funcţionale, reflectă uzura şi incapacitatea actuală a acestor echipamente de transfer termic de a realiza performanţe normale şi respectiv imposibilitatea asigurării temperaturii apei calde de consum.

• Determinarea pierderilor de agent termic s-a făcut prin înregistrarea periodică a indexurilor unor contoare de căldură tip "Precizia", montate

pe conductele de ducere şi întoarcere agent termic primar, la intrarea în SC 3/3 şi SC 4/3.

Rezultatele acestor măsurători duc la concluzia că pierderile de agent termic prezintă valori procentuale din debitul vehiculat, plasate între 8% şi 13%, în cazul SC 3/3, şi între 1% şi 4,4%, în cazul SC 4/3. Menţionăm că aceste cifre trebuie privite cu o oarecare rezervă, dată fiind precizia şi fiabilitatea scăzute ale contoarelor de căldură folosite. Totuşi, ele evidenţiază pierderi importante de agent termic în instalaţiile din zona de consum (schimbătoare şi reţele termice secundare). O mediere a tuturor valorilor măsurate poate conduce la o valoare de 6 - 7 % pierderi în zona de consum.

• Măsurătorile pentru determinarea pierderilor de căldură şi a căderilor de temperatură au constat din efectuarea de înregistrări simultane ale temperaturilor agentului termic pe următoarele tronsoane de conducte:

a) racordul de termoficare primar între intrările la SC 4/3 şi SC 3/3, având o lungime de circa 280 m, temperaturi medii ale agentului termic primar de 69,1° C pe conducta de ducere, respectiv 38° C pe conducta de întoarcere şi valoarea medie a debitului agentului termic de 69,93 m^3/h;

b) conducta de încălzire-ducere între SC 4/3 şi intrarea la Şcoala Generală nr. 191 având o lungime de circa 460 m, o temperatură medie a agentului termic la plecarea din SC 4/3 de 69° C şi de 64,5° C la intrarea în Şcoala Generală nr. 191;

c) conducta de alimentare cu apă caldă între plecarea din SC 2/3 şi capătul blocului C4, respectiv apartamentul 10, scara 1, etajul 2, având o lungime de circa 310 m, o temperatură medie a agentului termic la plecarea din SC 2/3 de 50,5° C şi la consumator de 46,1° C.

Din analiza măsurătorilor efectuate de INCERC şi RADET se pot desprinde următoarele:

1. Pe racordul primar de termoficare din zona Micro 3 Drumul Taberei, pe distanţa de 280 m se înregistrează o cădere de temperatură de 1° C, respectiv circa 3,5° C/km, ceea ce corespunde unei pierderi de căldură de aproximativ 81 329 W faţă de puterea termică medie transportată de circa 2,53 MW, respectiv 3,2 %.

2. Atât pe reţelele secundare de încălzire, cât şi pe reţelele secundare de alimentare cu apă caldă se înregistrează căderi de temperatură de 4,5° C pe distanţa de 460 m (9,8° C/km), respectiv de 4,4° C pe distanţa de 310 m (14,2° C/km). Măsurătorile avute la dispoziţie nu au permis efectuarea unor calcule directe de pierderi de căldură. Prin calculele echivalente se poate aprecia, totuşi, că pierderile de căldură în reţelele secundare de încălzire şi alimentare cu apă caldă reprezintă procentual 15 % din căldura transportată.

Se menţionează că, pe baza înregistrărilor RADET, pierderile de temperatură pe magistrala de termoficare dintre CET Bucureşti Vest şi zona de consum analizată (circa 6 km) sunt de 2-3° C, ceea ce corespunde unor valori specifice de 0,33 - 0,50° C/km.

Apare ca evidentă concluzia că zona în care reabilitarea sistemului de alimentare cu căldură prezintă un interes maxim este zona de consum, respectiv zona formată din punctele termice şi reţelele de distribuţie (încălzire şi apă caldă de consum) până la blocurile de locuinţe.

Pentru evidenţierea avantajelor şi eficienţei aplicării unor tehnologii noi, în cele ce urmează se vor prezenta soluţii de reabilitare, utilizând astfel de tehnologii, comparativ cu soluţii care prevăd tehnologii clasice.

Soluţia de reabilitare a sistemului de alimentare cu căldură în zona Micro 3 Drumul Taberei - Bucureşti utilizând tehnologii clasice

Principalele date tehnice care caracterizează soluţia sunt prezentate în tabelul 2.

Se prevede realizarea a patru puncte termice noi pentru racordarea indirectă a instalaţiilor consumatorilor în construcţii independente supraterane, realizate din elemente de beton prefabricate. Pământul fiind contractil, pentru utilaje se prevăd fundaţii directe tip pahar, din beton armat monolit, până la adâncimea de 2 m. Pentru operaţiile de ridicare şi transport al aparatelor schimbătoarelor de căldură, a căror greutate ajunge la 800 kg/tronson, se prevede o instalaţie de ridicat de o tonă.

Echipamentele prevăzute în punctele termice sunt schimbătoarele de căldură în contracurent de tip tubular, atât pentru încălzirea, cât şi pentru prepararea apei calde de consum. Circulaţia agentului termic secundar de încălzire se asigură cu trei pompe de circulaţie montate pe conducta de întoarcere de tip "Cerna 200 b" şi "Criş 200 c". Este prevăzut sistem de expansiune cu un vas închis de 4000 l la PT1 şi PT2 şi de 5000 l la PT3 şi PT4 şi câte două pompe de adaos tip "SADU 50 x 6" la PT1 şi PT2 şi "SADU 50 x 7" pentru PT3 şi PT4.

Instalaţia de preparare a apei calde de consum realizată în două trepte înseriate prevede câte două schimbătoare pentru fiecare treaptă, trei pompe tip "Cerna 80 c" la PT1 şi PT2, respectiv patru pompe tip "Cerna 80 b" la PT3 şi PT4 pentru ridicarea presiunii şi câte o pompă tip "Lotru 80 a" pentru recircularea apei calde de consum.

Instalaţia de automatizare, măsură şi control al punctelor termice prevede:

- reglarea automată a temperaturii apei calde de consum prin intermediul unui regulator direct de temperatură (RDT);
- reglarea temperaturii agentului termic secundar în funcţie de temperatura exterioară şi temperatura agentului termic primar cu un regulator specializat tip RRAE;
- contorizarea consumului de căldură al punctului termic.

Reţelele termice secundare (conducte de încălzire, apă caldă şi recirculare) de la noile puncte termice la blocurile de locuinţe se vor realiza pe trasee noi, la dimensiunile rezultate din schimbarea soluţiei de racordare a instalaţiilor de încălzire, cât şi redistribuirea consumatorilor alimentaţi din cele patru puncte termice. Conductele termice sunt prevăzute a fi izolate cu vată minerală şi montate în canale prefabricate tip U, acoperite cu plăci prefabricate.

Tabelul 2

Denumire PT noi	Număr apartamente reale / convenţionale	Număr locuitori	Sarcina termică [MW] încălzire / apă caldă / Total	Echipare cu schimbătoare de încălzire / apă caldă	Soluţia constructivă a punctului termic	Lungime traseu reţele termice în canale de beton (m) reţele secundare / racord primar
PT 1/3	983 / 960	2 487	7,579 / 0,934 / 8,513	3 buc. B 85 OL 8 x 3,5 S = 384,24 m² / 4 buc. B 55 Am 4 x 3 S = 116,0 m²	5 travee parter (12 m x 15 m) 1 travee subsol (12 m x 3 m)	1 000 / 50
PT 2/3	921 / 965	2 525	6,257 / 0,946 / 7,203	3 buc. B 85 OL 8 x 3,0 S = 320,4 m² / 4 buc. B 55 Am 4 x 3 S = 116,0 m²	5 travee parter (12 m x 3 m) 1 travee subsol (12 m x 3 m)	1 200 / 85
PT 3/3	1 676 / 1218	3 351	9,503 / 1,242 / 10,745	5 buc. B 85 OL 8 x 3,0 S = 534,0 m² / 4 buc. B 85 Am 4 x 3 S = 116,8 m²	6 travee parter (12 m x 18 m) 1 travee subsol (12 m x 3 m)	1 900 / 45
PT 4/3	1 447 / 1 243	3 152	9,018 / 1,165 / 10,183	5 buc B 85 OL 8 x 3,5 S = 640,4 m² / 4 buc. B 85 Am 4 x 3 S = 116,8 m²	6 travee parter (12 m x 18 m) 1 travee subsol (12 m x 3 m)	1 400 / 75

Principalii indicatori tehnico-economici, în preţurile lunii mai 1993 sunt:

1. Valoarea totală a investiţiei 1 627 938,0 mii lei
   din care:
   - construcţii-montaj 1 319 212,2 mii lei
   - construcţii-instalaţii 1 314 632,5 mii lei
   - utilaje cu montaj 126 327,0 mii lei
2. Capacitatea totală a punctelor termice 36, 674 MW
3. Durata de realizare a investiţiei 24 luni

În tabelul 3 se prezintă sintetic valorile din devizul general, cu evidenţierea anumitor elemente, în scopul creării posibilităţii de comparare cu alte soluţii ce urmează a fi examinate în prezenta lucrare.

Tehnologiile noi aplicate în cadrul proiectului

În cele ce urmează se descriu noile tehnologii aplicate în cadrul proiectului demonstrativ, care vizează trei domenii importante ale sistemului de alimentare cu căldură al zonei.

Tehnologia nouă de realizare a reţelelor de transport şi distribuţie a căldurii

Dintre lucrările ce fac obiectul restructurării soluţiilor din cadrul de Micro 3 Drumul Taberei volumul cel mai mare îl reprezintă lucrările de trecere de la racordarea directă a instalaţiilor de încălzire prin intermediul elevatoarelor, la racordarea indirectă cu schimbătoare de căldură. Aceste lucrări constau în redimensionarea totală a reţelelor de distribuţie a căldurii pentru încălzire şi realizarea unei noi reţele în comun cu cea de distribuţie a apei calde de consum şi de recirculaţie a apei calde, toate prevăzute pe trasee noi.

Soluţia tehnologică nouă, propusă a fi aplicată la realizarea acestor noi trasee subteranc de reţele de conducte, constă în folosirea ţevilor preizolate din oţel, pentru circuitele de încălzire, şi de ţevi galvanizate, pentru circuitele de apă caldă de consum, şi amplasarea acestora direct în pământ, fără canale de protecţie (fig.1).

Tabelul 3

Evaluarea lucrărilor în soluţie clasică (preţuri mai 1993) [mii lei]
- Schimbătoare tubulare tip I.C.M.A. (32 buc.)
- Reţele termice în canale de beton (5,5 km traseu)

Specificaţie	Denumirea punctelor termice				Total
	PT 1	PT 2	PT 3	PT 4	Micro 3
Puncte termice-Total, din care:	96 760	96 501	123 422	123 937	440 620
- schimbătoare	17 946	17 636	27 710	28 225	91 517
- partea de construcţii	45 153	45 153	50 162	50 162	190 063
- instalaţii AMC în PT	1 047	1 047	1 093	1 093	4 280
- alte utilaje şi instalaţii	32 614	32 665	44 457	44 457	154 193
Reţelele secundare - Total, din care:	135 400	141 759	254 642	205 732	732 533
- partea mecanică	65 290	77 159	117 732	86 372	346 553
- partea de construcţii	70 110	64 600	136 910	119 3600	390 980
Racord termoficare	3 750	6 355	3 388	5 675	19 168
Lucrări auxiliare şi închiderea devizului general	88 782	85 174	145 310	111 396	430 662
Total general	342 692	329 789	526 762	446 740	1 627 983

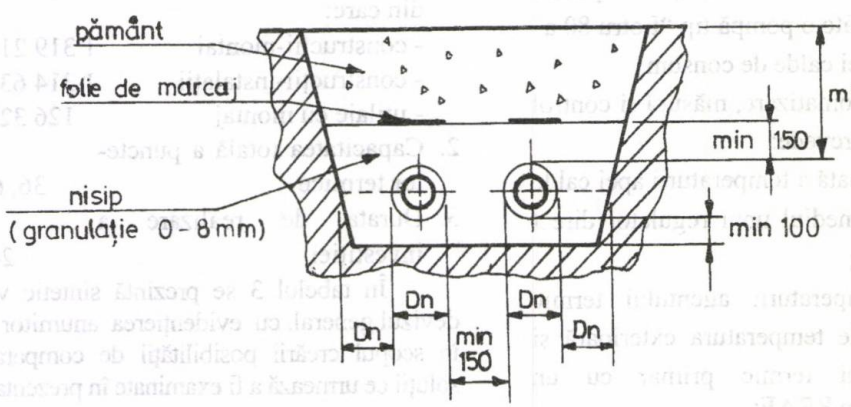


Fig.1 Amplasarea direct în pământ a conductelor preizolate.

Preizolarea conductelor se face în fabrică şi este din spumă rigidă de poliuretan, rezultată din injecţia soluţiilor de poliol şi izocianat între conducta de serviciu (prin care circulă agentul termic) şi o ţeavă din polietilenă de mare duritate, care are şi rol de protecţie la exterior (fig.2).

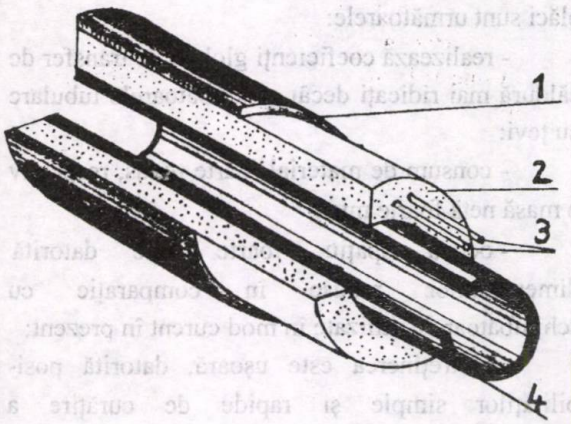


Fig.2. Conductă preizolată: 1 - ţeavă din polietilenă de mare duritate; 2 - spumă rigidă din poliuretan; 3 - instalaţie de avertizare; 4 - conductă de serviciu.

Din literatura de specialitate, standardele internaţionale, certificatele de calitate şi garanţiile date de fabricile furnizoare prin ofertele transmise, rezultă că această tehnologie nouă, aplicată în prezent pe scară largă la realizarea reţelelor termice, conferă, în comparaţie cu soluţiile adoptate până în prezent în ţara noastră, o serie de avantaje, printre care:

- eliminarea canalelor din beton la execuţia lucrărilor;
- ocuparea unor spaţii mai reduse în teren;
- performanţe net superioare faţă de soluţiile actuale datorate calităţii mai bune a materialului termoizolant;
- scurtarea duratei de execuţie a lucrărilor pe şantier;
- asigurarea unor durate de viaţă de 30 de ani pentru temperaturi de până la 140° C (cu acceptarea valorii de 150° C pentru durate scurte) printr-o bună protecţie a conductelor faţă de fenomenul de coroziune datorat apelor de infiltraţie, prin gradul înalt de protecţie asigurat de etanşarea conductelor exterioare cu ţevi din polietilenă, care evită pătrunderea apei în stratul izolant;
- posibilitatea determinării cu mare exactitate (± 1 m) a eventualelor incidente prin instalaţia specială de avertizare, prin care se pot urmări centralizat zone de trasee de reţele până la 2 km.

Principalele caracteristici termofizice ale materialelor ce compun noua tehnologie sunt următoarele:

• Spuma rigidă de poliuretan obţinută din reacţia exotermă a două componente - poliol şi izocianat - are ca principali parametri tehnici:

- coeficientul de conductivitate termică la 50° C < 0,03 W/mK;
- rezistenţa la compresiune ≥ 0,3 N/mm^2;
- procentul de pori incluşi > 88 %;
- densitatea aparentă 55 - 60 kg/m^3;
- temperatura maximă de lucru 140° C (412° K);
- absorbţia de apă raportată la volum < 10 % .

• Ţevile de protecţie din polietilenă dură sunt confecţionate din polietilenă de înaltă densitate,rezistentă la reacţiile chimice din sol,cu rezistenţă bună la radiaţii ultraviolete şi uşor sudabilă, cu următorii parametri tehnici principali:

- densitatea > 940 kg/m^3
- coeficientul de dilatare liniară 2 x 10^{-4} K^{-1}
- conductivitate termică la 20°C...0,44 W/mK

Tehnologia nouă de realizare a schimbătoarelor de căldură din punctele termice

În sistemele de termoficare din ţara noastră sunt utilizate în prezent, atât pentru circuitul de încălzire, cât şi pentru prepararea apei calde de consum, schimbătoare de căldură tubulare, cu ţevi din oţel, respectiv din alamă. Aceste tipuri de schimbătoare de căldură se realizează pentru presiuni nominale pe partea de agent termic primar până la 1,0 Mpa şi au un coeficient global de transfer al căldurii care, în timp, poate coborî până la valori de 250 - 300 W/m^{2}K. În acelaşi timp, comportarea în exploatare şi întreţinerea lor, mai ales în cazul schimbătoarelor de căldură pentru prepararea apei calde de consum, se face cu cheltuieli anuale mari, provenind din frecventele

spargeri de ţevi sau curăţirea acestora pentru înlăturarea depunerilor.

Schimbătoarele de căldură cu plăci sunt aparate simple, cu performanţe net superioare în ceea ce priveşte valoarea coeficientului global de transfer al căldurii, construite dintr-un pachet de plăci gofrate, identice, etanşate, aliniate la partea superioară şi inferioară pe bare suport între două plăci rigide prin intermediul unor bolţuri de strângere. Ele se realizează pentru presiuni nominale pe partea de agent termic primar până la valori de 1,6 - 2,5 Mpa.

Ştuţurile pentru curgerea fluidelor trec printr-una din plăcile fixe pentru a permite fluidelor să ajungă printre plăci prin găurile acestora (fig.3).

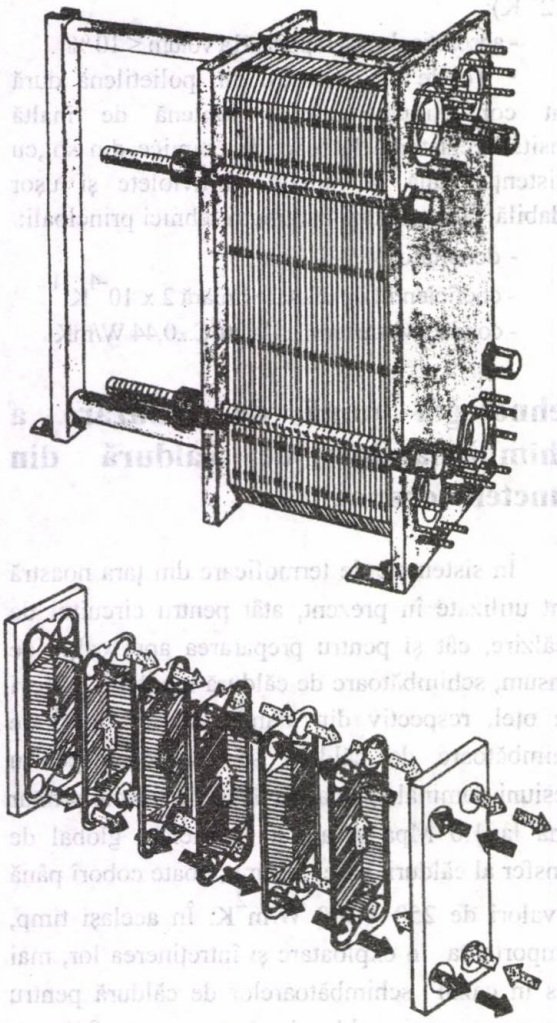


Fig.3. Schimbător de căldură cu plăci. Circulaţia debitelor de agent.

Între plăci, spaţiile libere pentru scurgerea fluidelor sunt ţinute echidistante de ondulările de diferite forme, realizate prin presare cu matriţe speciale, ale plăcilor din oţel inoxidabil.

Garniturile dintre plăci separă fluidele, iar suprafaţa plăcilor realizează transferul căldurii.

Avantajele schimbătoarelor de căldură cu plăci sunt următoarele:

- realizează coeficienţi globali de transfer de căldură mai ridicaţi decât schimbătoarele tubulare cu ţevi;
- consum de material foarte redus, respectiv o masă netă foarte mică;
- ocupă spaţiu foarte mic datorită dimensiunilor reduse în comparaţie cu schimbătoarele utilizate în mod curent în prezent;
- întreţinerea este uşoară, datorită posibilităţilor simple şi rapide de curăţire a suprafeţelor plăcilor;
- posibilităţi de modificare a capacităţilor prin adăugarea sau scoaterea de plăci, în timp scurt;
- posibilitatea de realizare a mai multor funcţiuni pe acelaşi aparat prin compartimentarea pachetului de plăci cu pereţi intermediari.

Schimbătoarele de căldură cel mai curent folosite sunt cu garnituri, dar recent a fost creat un tip nou de schimbător la care plăcile sunt sudate cu aliaj de nichel şi alamă, eliminând garniturile de etanşare de cauciuc. La acest ultim tip dispar, însă, înlesnirile privind posibilitatea de desfacere a plăcilor pentru curăţire şi a modificărilor de capacitate, impunându-se spălarea chimică, mai costisitoare şi mai puţin eficientă.

O realizare recentă constă în fabricarea unor module speciale, care au în componenţă un schimbător de căldură pentru circuitul de încălzire şi două schimbătoare de căldură pentru prepararea apei calde de consum, după schema două trepte serie, schemă larg răspândită în sistemele de termoficare din ţara noastră.

Modulul este echipat cu aparatură de control al parametrilor pe cele două circuite şi cu o unitate de reglaj al parametrilor în circuitul de încălzire

nperatura exterioară şi temperatura
ntoarcre a circuitului şi cu reglarea
ırii apei calde de consum.

nouă de contorizare şi ldurii în zonă

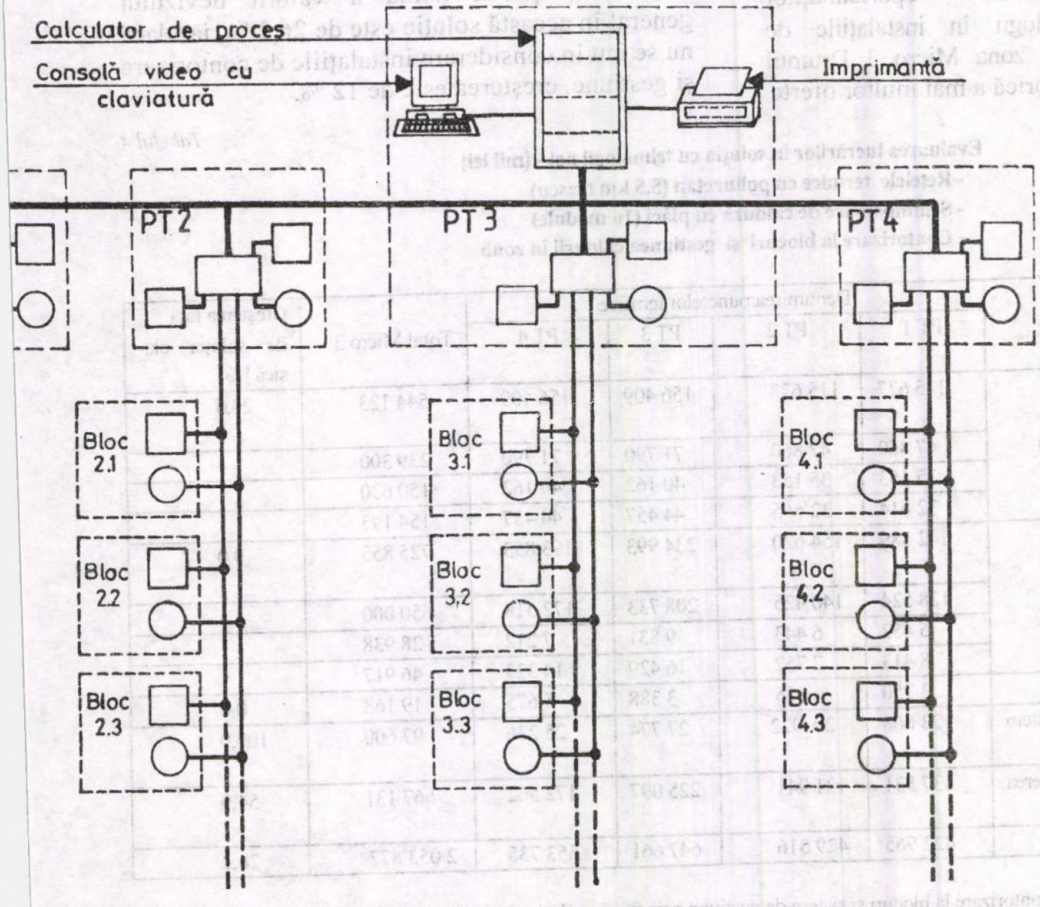
tuală a sistemelor de termoficare
din punctul de vedere al dotării cu
ntrol al funcţionării, de reglare,
tităților de căldură este cu mult în
pe plan mondial, atât în privinţa
paraturii existente şi încadrării lor
logicc, cât şi în privinţa nivelului
ității acestora.
e alinierii în viitor a normelor ro-
ologie la normele europene şi în
erea tarifelor la căldură după eli-
ţiilor, nivelul de dotare cu
buie extinsă până la consumatori,

precum şi clasa de precizie şi performanţele echipamentelor şi aparaturii trebuie să aducă multe modificări situaţiei actuale.

În cadrul proiectului demonstrativ a fost considerată ca nouă tehnologie introducerea unei noi concepţii de urmărire a funcţionării instalaţiilor şi de gestionare a căldurii (fig.4). Din acest punct de vedere, instalaţiile din punctele termice şi cele de cedare a căldurii la consumatori au fost dotatc cu aparatura care să asigure cerinţele de mai sus.

În acest scop, proiectul prevede:

- montarea de contoare de căldură performante pe circuitele primare din cele patru substaţii termice (puncte termice);
- montarea de contoare de căldură cu clasă de precizie ridicată pentru apa caldă de consum în cele patru puncte termice;
- montarea de contoare de căldură pe circuitele de încălzire la intrarea în fiecare bloc de locuinţe;
- montarea de contoare de debit pe circuitele



hema sistemului de telegestiune şi urmărire a funcţionării instalaţiilor de alimentare cu căldură
Micro 3 Drumul Taberei; ☐ contor de căldură; ○ contor de debit; ▭ casetă colectoare.

de apă caldă de consum la intrarea în fiecare bloc de locuinţe;

- montarea de aparatură de control al parametrilor în funcţionare şi a regulatoarelor care să asigure parametrii impuşi de necesităţile reale de consum în toate cele patru puncte termice;

- realizarea, la unul din punctele termice, a unui sistem de gestionare a căldurii, care constă într-o unitate centrală de colectare a mărimilor măsurate de la toate punctele de măsură menţionate mai sus şi prelucrarea acestora, cu posibilităţi de transmitere la distanţă a mărimilor caracteristice, legate de gestiunea căldurii la dispecerul de zonă de care aparţine microraionul.

Toate tehnologiile noi aplicate sunt prezentate în planul de situaţie al Micro 3 Drumul Taberei (fig.5).

Analiza tehnico-economică a introducerii noilor tehnologii

Pentru demonstrarea oportunităţilor introducerii noilor tehnologii în instalaţiile de alimentare cu căldură din zona Micro 3 Drumul Taberei, din analiza valorică a mai multor oferte s-au putut determina costurile de investiţii necesare pentru procurarea schimbătoarelor de căldură cu plăci şi a sistemului de contorizare şi gestionare a căldurii.

În ceea ce priveşte conductele termice preizolate, valorile diferitelor oferte fiind mult diferenţiate, pentru comparaţia tehnico-economică s-a luat în considerare varianta cu valori de investiţii minime.

În tabelul 4 se prezintă sintetic valorile devizului general, evidenţiindu-se elementele de cost ale noilor tehnologii comparativ cu costurile din soluţia clasică prezentată anterior. Se remarcă o creştere de 23,5 % a valorii punctelor termice echipate cu schimbătoare de căldură cu plăci şi o valoare de investiţie în reţele termice preizolate apropiată de soluţia clasică. Pentru introducerea contorizării la blocurile de locuinţe şi a unui sistem unitar de gestiune a căldurii în zonă, creşterea este considerată de 100 %, întrucât aceste instalaţii nu erau prevăzute în soluţia clasică. Creşterea totală a valorii devizului general în această soluţie este de 26,2 %, iar dacă nu se iau în considerare instalaţiile de contorizare şi gestiune, creşterea este de 12 %.

Tabelul 4

Evaluarea lucrărilor în soluţia cu tehnologii noi - [mii lei]
- Reţelele termice cu poliuretan (5,5 km traseu)
- Schimbătoare de căldură cu plăci (10 module)
- Contorizare la blocuri şi gestiunea căldurii în zonă

Specificaţie	Denumirea punctelor termice				Total Micro 3	Creşterea faţă de soluţia clasică [%]
	PT 1	PT 2	PT 3	PT 4		
Puncte termice - Total, din care:	115 627	115.678	156 409	156 409	544 123	23,5
-schimbătoare(inclusiv AMC)	47 860	47 860	71 790	71 790	239 300	
- partea de construcţii	35 153	35 153	40 162	40 162	150 630	
- alte utilaje şi instalaţii	32 614	32 665	44 457	44 457	154 193	
Reţele secundare - Total, din care:	142 389	154 620	234 993	193 853	725 855	0,0
- partea mecanică+ izolaţii	128 524	140 425	208 733	172 318	650 000	
- montaj conducte	5 452	6 443	9 831	7 212	28 938	
- lucrări de construcţii	8 413	7 752	16 429	14 323	46 917	
Racord de termoficare	3 750	6 355	3 388	5 675	19 168	0,0
Contorizare la blocuri şi sistem gestiune căldură	23 668	20 922	27 774	25 236	97 600	100,0
Lucrări auxiliare şi închiderea devizului general	137 531	131 941	225 097	172 562	667 131	54,9
Total general	422 965	429 516	647 661	553 735	2 053 877	26,2

Observaţie: Total general fără contorizare la blocuri şi sistem de gestiune neinclus în soluţia clasică 1 956 277 ; 12,0

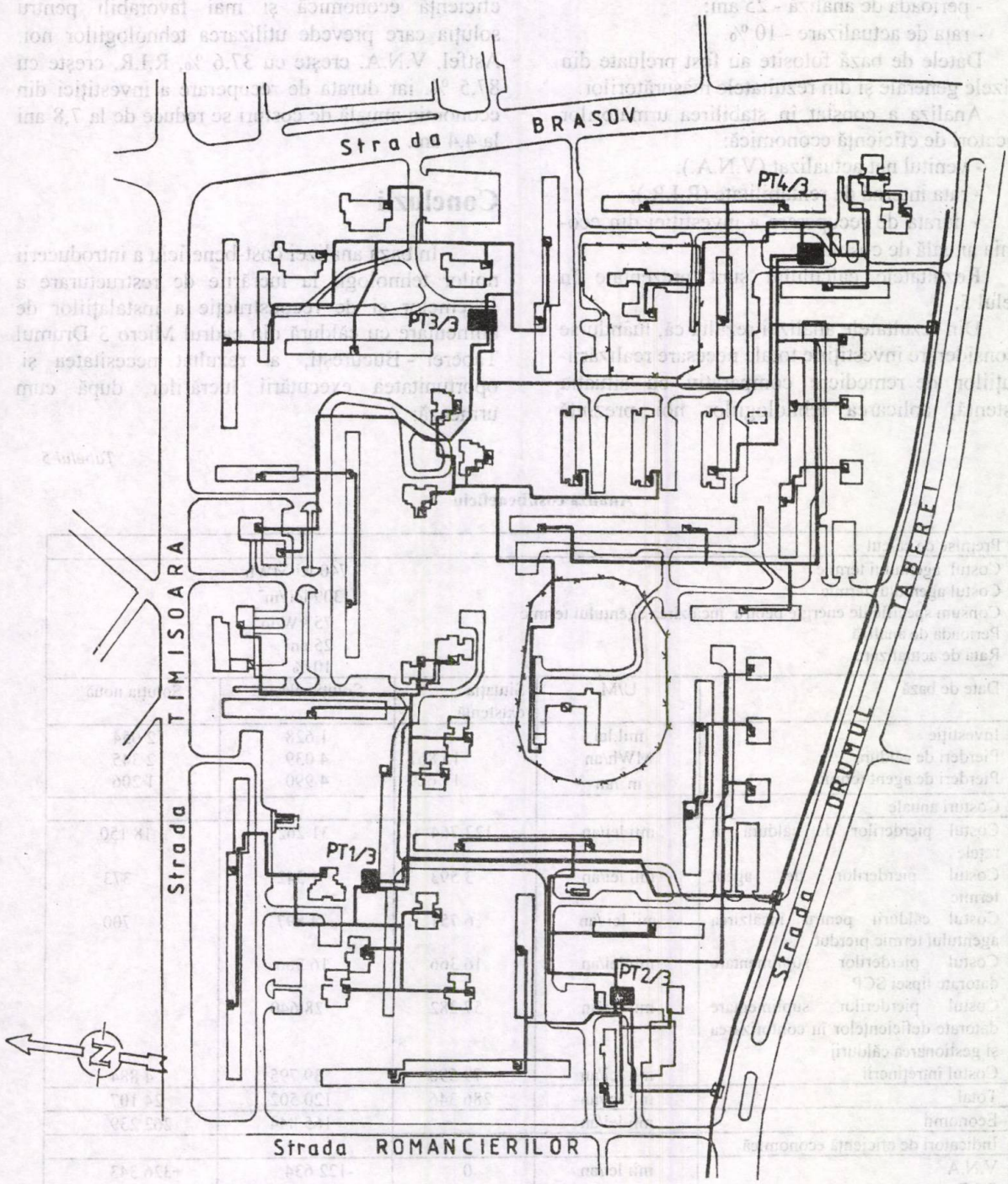


Fig. 5. Plan de situaţie al zonei Micro 3 Drumul Taberei - Bucureşti.

Pentru analiza tehnico-economică a celor două soluţii comparativ cu situaţia existentă s-a folosit metoda cost-beneficiu.

Premisele de calcul avute în vedere au fost:

- costul căldurii şi al agentului termic - la nivelul tarifelor din luna mai 1993;
- perioada de analiză - 25 ani;
- rata de actualizare - 10 %.

Datele de bază folosite au fost preluate din devizele generale şi din rezultatele măsurătorilor.

Analiza a constat în stabilirea următorilor indicatori de eficienţă economică:

- venitul net actualizat (V.N.A.);
- rata internă de rentabilitate (R.I.R.);
- durata de recuperare a investiţiei din economia anuală de costuri.

Rezultatele calculului sunt prezentate în tabelul 5.

Din rezultatele analizei rezultă că, luându-se în considerare investiţiile totale necesare realizării soluţiilor de remediere comparativ cu situaţia existentă, aplicarea tehnologiilor noi prezintă indicatori de eficienţă economică favorabili.

În ipoteza în care remedierea instalaţiilor din zona de consum se impune ca o necesitate tehnică, compararea celor două soluţii prin analiza cost-beneficiu, cu considerarea numai a diferenţei de investiţii, scoate în evidenţă indicatori de eficienţă economică şi mai favorabili pentru soluţia care prevede utilizarea tehnologiilor noi. Astfel, V.N.A. creşte cu 37,6 %, R.I.R. creşte cu 87,5 %, iar durata de recuperare a investiţiei din economia anuală de costuri se reduce de la 7,8 ani la 4,4 ani.

Concluzii

În baza analizei cost-beneficiu a introducerii noilor tehnologii la lucrările de restructurare a schemelor şi de reconstrucţie a instalaţiilor de alimentare cu căldură din cadrul Micro 3 Drumul Taberei - Bucureşti, a rezultat necesitatea şi oportunitatea executării lucrărilor, după cum urmează:

Tabelul 5

Analiza cost/beneficiu

Premise de calcul				
Costul agentului termic			7 740 lei/MWh	
Costul agentului termic			309 lei /m^2	
Consum specific de energie pentru încălzirea agentului termic			75 kW/m^3	
Perioada de analiză			25 ani	
Rata de actualizare			10 %	
Date de bază	U/M	Situaţia existentă	Soluţia clasică	Soluţia nouă
Investiţie	mil.lei	-	1 628	2 054
Pierderi de căldură	MWh/an	15 861	4 039	2 345
Pierderi de agent termic	m^3/an	11 629	4 990	1 206
Costuri anuale				
Costul pierderilor de căldură în reţele	mii lei/an	122 764	31 262	18 150
Costul pierderilor de agent termic	mii lei/an	3 593	1 542	373
Costul căldurii pentru încălzirea agentului termic pierdut	mii lei /an	6 751	2 897	700
Costul pierderilor suplimentare datorate lipsei SCP	mii lei/an	16 366	16 366	-
Costul pierderilor suplimentare datorate deficienţelor în contorizarea şi gestionarea căldurii	mii lei/an	57 282	28 640	
Costul întreţinerii	mii lei/an	79 590	39 795	4 884
Total	mii lei/an	286 346	120 502	24 107
Economii	mii lei/an	-	165 844	262 239
Indicatori de eficienţă economică				
V.N.A.	mii lei/an	0	-122 634	+326 343
R.I.R.	%	-	9	12
Durata de recuperare a investiţiei din economia anuală de costuri	ani	-	9,8	7,8

a) Realizarea reţelelor termice pe baza tehnologiei de utilizare a conductelor preizolate cu spumă din poliuretan şi ţeavă de protecţie din polietilenă, amplasate direct în pământ.

b) Realizarea a patru puncte termice noi în construcţie supraterană, echipată cu schimbătoare de căldură cu plăci sudate pentru circuitele de încălzire şi cu garnituri pentru circuitele de apă caldă, montate în 10 module specializate, corespunzătoare schemei două trepte serie de preparare a apei calde de consum.

c) Realizarea unui sistem unitar de contorizare la punctele termice şi la fiecare bloc de locuinţe în parte şi a unui sistem de gestiune a căldurii şi urmărire a funcţionării pe ansamblul microraionului.

Referent: prof. dr. ing. Victor Athanasovici - Facultatea de Energetică, Universitatea "Politehnica", Bucureşti

(Primit la 20 ianuarie 1995, acceptat la 13 februarie 1995)

Recenzie

RADU MOŢOIU **"Ingineria calităţii"**, Editura Chiminform Data SA, Bucureşti (590 p.,193 fig., 113 tab., 302 titluri bibliografice)

Calitatea, cu multiplele ei aspecte, implicând controlul, asigurarea, garantarea ei în toate domeniile de activitate, şi anume în producţia industrială, în ştiinţă şi cercetare, în sfera serviciilor, precum şi în toate prestaţiile cu caracter social, a devenit un element fundamental în lumea de azi.

Pe piaţa dominată de cerinţele consumatorilor, precum şi pentru tinerele şi fragilele economii care păşesc către economia cererii şi a ofertei, calitatea constituie cheia supravieţuirii şi condiţia dezvoltării. Ea a fost arma reuşitelor economice şi a depăşirii dificultăţilor din anumite momente de criză sau de concurenţă dură în toate ţările dezvoltate. Totodată, calitatea reprezintă condiţia indispensabilă pentru competitivitate, pentru pătrunderea pe piaţa externă şi pentru eficienţa valorică a produselor.

Autorul prezintă problemele practice pe care calitatea le ridică, precum şi modul de abordare şi de aplicare.

Este o carte caracterizată prin:

- maniera nouă, pentru România, de abordare a ansamblului problemelor calităţii:
- numeroasele exemple şi studii de caz şi modul de prezentare constituie o invitaţie la obţinerea eficienţei prin calitate;
- descrierea aplicării practice a noilor metode în domeniul calităţii, ce uşurează rezolvarea problemelor zilnice ale fiecăruia;
- concepţia sa invită la colaborare şi înnoirea mentalităţii.

Lucrarea este împărţită în cinci părţi:

Partea 1 - Perceperea calităţii - prezintă ansamblul problemelor prin prisma mentalităţii moderne şi a cerinţelor economiei de piaţă ce transformă calitatea într-o resursă.

Partea 2 - Opţiunea informaţiilor asupra calităţii - în care se abordează într-o lumină nouă problema aparaturii folosite pentru măsurări şi control.

Partea 3 - Prelucrarea informaţiilor asupra calităţii - prezintă metodele folosite, cu precădere cele statistice, la nivelul agreat de corpul ingineresc.

Partea 4 - Sistemul calităţii totale - discută aspectele aplicării în practică a metodelor calităţii pe toată durata de viaţă a unui produs sau serviciu, ca şi managementul progresului permanent.

Anexele cuprind gama de tabele necesare aplicării metodelor statistice descrise, lista Directivelor CEE referitoare la calitate şi textul Directivei CEE privind răspunderea juridică a furnizorului.

Energetica, sub toate aspectele sale, de beneficiar de produse şi instalaţii, furnizor al produsului energetic ca şi de servicii, partener important în problematica mediului înconjurător, are tangenţe cu toate problemele calităţii. De la specificaţii şi condiţii în faza de investiţie la exploatarea instalaţiilor şi în final la dispunerea resturilor (de instalaţii sau rezultate din procese), calitatea constituie factorul principal al realizării eficienţei.

Autorul, membru al registrului EOQ/EFQM de consultanţi în managementul calităţii, bazat pe o bogată experienţă proprie, descrie, într-o formă accesibilă şi în manieră agreată de ingineri şi manageri, cum "se poate face bine de prima dată şi de fiecare dată". Aspectele managementului calităţii, cuprinse în volum, se adresează tuturor nivelurilor de conducere.

Notă.Volumul se poate procura de la editor. Cal. Plevnei, nr.139, tel.6372201), la preţul de 4800 lei.

prof. dr. ing. COSTIN MOŢOIU

RANDAMENTUL ENERGETIC GLOBAL DE PRODUCERE, TRANSPORT ŞI DISTRIBUŢIE A CĂLDURII

Se face comparaţia între sistemele de alimentare cu căldură prin termoficare şi cele ale CT, utilizând apa fierbinte ca agent termic. Criteriul de comparaţie este randamentul energetic global al sistemului de producere, transport şi distribuţie a căldurii. Sunt evidenţiate efectele condiţiilor reale de realizare şi funcţionare a acestor sisteme asupra performanţelor energetice, comparativ cu cele avute în vedere în fazele de concepţie şi proiectare a lor.

A comparison between the heat supply systems by district heating and the co-generation's ones is made, by using hot water as thermal agent. The comparison criterium is the overall energy efficiency of the heat generation, transport and distribution.

The effects of the real conditions for the achievement and operation of these systems upon their energy performances, in comparison with those taken into consideration in the desing stages, are pointes out.

Prof. dr. ing. Victor Athanasovici *

Descriptori : sisteme termoenergetice, randament global

1. Prezentare generală

Lucrarea urmăreşte două aspecte ale sistemelor centralizate de alimentare cu căldură:

a) comparaţia, pe baza randamentului energetic global al sistemului centralizat de alimentare cu căldură sub formă de apă fierbinte, între sistemele de termoficare şi cele care utilizează CT;

b) efectele condiţiilor reale de realizare şi funcţionare a sistemelor centralizate de alimentare cu căldură asupra performanţelor sale energetice, comparativ cu cele avute în vedere în fazele de concepţie şi proiectare a lor.

Prin valorile considerate se au în vedere în special sistemele de termoficare urbană, dar aspectele calitative şi unele aprecieri cantitative sînt valabile în oricare sistem centralizat de alimentare cu căldură.

Criteriul adoptat pentru tratare este randamentul energetic global.

Elementul de "noutate" al lucrării constă în încercarea de cuantificare - în cadrul criteriului adoptat - a gradului de satisfacere cantitativ-calitativă a condiţiilor impuse în alimentarea cu căldură de către consumatori. S-a plecat de la premisa că cel ce impune condiţiile iniţiale este consumatorul, iar sistemul de alimentare cu căldură trebuie să i le satisfacă în limitele de eficienţă economică la nivelul ansamblului său, ţinînd seama de producerea, transportul şi distribuţia căldurii.

Analiza are în vedere sistemele centralizate de alimentare cu căldură existente la noi în ţară, caracterizate în principal prin:

- *sistemele de termoficare* care folosesc CET cu ciclul termodinamic Rankine (cu abur), având ca agent termic de transport la distanţă apa fierbinte (în cazul consumatorilor urbani). CET sînt echipate cu turbine cu abur cu contrapresiune şi/sau cu condensat şi prize reglabile;
- *sistemele centralizate de alimentare cu căldură din CT* care folosesc ca echipamente principale cazane cu abur şi/sau cazane de apă fierbinte.

2. Realitatea funcţionării unui sistem

Un sistem centralizat de alimentare cu căldură utilizînd apa fierbinte ca agent termic de

* Facultatea de Energetică, Universitatea Politehnică, Bucureşti

transport la distanţă are structura de principiu prezentată în figura 1.

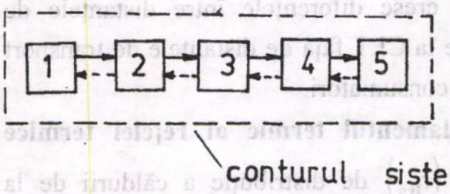


Fig.1. Structura de principiu a unui sistem de alimentare cu căldură: 1 - sursa de căldură (CET sau CT); 2 - reţea termică primară; 3 - punct termic; 4 - reţea termică secundară; 5 - consumator.

În cazul în care sursa de căldură este o CT, în funcţie de natura şi parametrii agentului termic de transport livrat de aceasta, faţă de ceea ce admit aparatele de alimentare cu căldură, structura sistemului de alimentare cu căldură prezentată în figura 1 poate să se modifice. Astfel, în cazul în care agentul termic de transport este apa caldă, sau aparatele consumatoare admit parametrii apei fierbinţi folosită ca agent termic, atunci nu mai este necesară existenţa punctului termic, reţeaua termică primară asigurând şi distribuţia căldurii până la consumatori.

Ţinându-se seama de această structură, în continuare s-a adoptat metoda de analiză la nivelul ansamblului sistemului, prin luarea în considerare a randamentelor energetice ale subansamblurilor componente. Deci, nu se va face o analiză energetică de detaliu - internă - a fiecărui subsistem component. Se va considera fiecare subsistem ca un contur închis, caracterizat prin randamentul său energetic.

Metoda de analiză pleacă de la constatarea că în funcţionarea curentă a unui sistem de alimentare cu căldură, condiţiile reale caracteristice fiecărui caz diferă de cele avute în vedere în analizele teoretice, precum şi în faza de concepţie şi proiectare. Ca urmare, performanţele realizate pot diferi mult de cele proiectate şi cu atât mai mult de cele avute în vedere în cadrul analizelor la nivel de principii.

Ca urmare, în cele ce urmează, lucrarea se bazează pe domeniile normale cele mai probabile, în cadrul cărora se pot situa în realitate randamentele subsistemelor componente. Prin normalitatea acestora s-a înţeles că valorile respective corespund condiţiilor de funcţionare care nu ies din domeniul curent întâlnit în practica de la noi din ţară. Cu alte cuvinte, s-au exclus eventualele valori întâlnite accidental sau care caracterizează un eşantion redus de cazuri.

Deci, pentru fiecare subansamblu al sistemului s-au considerat trei valori ale randamentului energetic: maxim, mediu şi minim. Valoarea medie fiind cea cu frecvenţa cea mai mare în condiţiile reale de funcţionare, reprezintă în general valoarea medie anuală.

În ceea ce priveşte cauzele diferenţelor existente între condiţiile reale curente de funcţionare şi cele avute în fazele de concepţie şi realizare, acestea sunt multiple. Subiectul propriu-zis al prezentei lucrări nu permite o detaliere a acestor aspecte, care pot constitui fiecare în parte obiectul unor lucrări separate.

3. Randamentul energetic al livrării căldurii

În lucrarea [1] s-au prezentat în detaliu aspectele energetice ale producerii căldurii în CET cu abur, comparativ cu producerea în CT. Cu această ocazie, s-au evidenţiat şi dificultăţile inerente ce apar în cazul unei analize comparative de acest gen. De aceea, în continuare nu se mai insistă pe aceste aspecte, preluându-se concluziile lucrării respective, conform cărora valorile randamentului livrării căldurii sunt:

a) pentru CET:

$$\eta_{CET}^{max} = 88{,}2\%; \quad \eta_{CET}^{med} = 75{,}2\%; \quad \eta_{CET}^{min} = 60{,}1\%,$$

în care s-a ţinut seama şi de consumul de energie pentru serviciile proprii termice, unde ponderea cea mai mare o reprezintă consumul de energie electrică pentru pomparea apei fierbinţi în reţea;

b) pentru CT:

$$\eta_{p,CT}^{max} = 90\%; \quad \eta_{p,CT}^{med} = 80\%; \quad \eta_{p,CT}^{min} = 70\%,$$

unde nu s-a ţinut seama de consumul de energie electrică pentru vehicularea agentului termic în reţea.

În lucrarea citată mai sus, pentru randamentul - consumul - serviciilor proprii termice ale CET s-au considerat valorile:

$\eta^{max}_{spt,CET} = 96\%; \eta^{med}_{spt,CET} = 90\%; \eta^{min}_{spt,CET} = 81\%.$

În cadrul acesteia, ponderea cea mai mare (circa 60 - 65 %) o reprezintă consumul de energie electrică pentru pomparea apei fierbinți, el crescând odată cu creșterea distanței de transport al agentului termic.

In cazul CT, distanțele de transport al agentului termic sunt mult mai mici decât în cazul CET, dacă se ține seama de actualele sisteme de termoficare urbană de la noi din țară. Pe de altă parte, debitele nominale de căldură pentru care sunt dimensionate CT sunt mult mai mici decât în cazul CET. Ca urmare, valoarea relativă a consumului de energie pentru pomparea agentului termic în rețea, raportată la sarcina termică livrată, este mai mare - la aceeași distanță de transport - în cazul CT decât în cazul CET. Ținându-se seama de acești doi factori cu caracter contradictoriu asupra consumului serviciilor proprii ale CT, s-au considerat următoarele valori ale acestora:

$$\eta^{max}_{spt,CT} = 97\%; \quad \eta^{med}_{spt,CT} = 92\%; \quad \eta^{min}_{spt,CT} = 84\%.$$

Rezultă că randamentul livrării căldurii din CT este:

$$\eta_{CT} = \eta_{p,CT} * \eta_{spt,CT},$$

având valorile:

$$\eta^{max}_{CT} = 87{,}3\%; \quad \eta^{med}_{CT} = 73{,}6\%; \quad \eta^{min}_{CT} = 58{,}8\%.$$

4. Randamentul energetic al transportului și distribuției căldurii

Randamentul termic al rețelelor termice primare (η_{rp}) de transport la distanță și distribuție până la punctele termice, ține seama de pierderile de căldură prin izolația termică și cu agentul termic pierdut prin neetanșeități, goliri, aerisiri etc. Pentru aceeași cantitate de căldură tranzitată și aceleași norme avute în vedere la izolarea termică a rețelei, comparativ cu CT în cazul CET randamentul termic al rețelei termice primare este mai coborât și diferența crește pe măsură ce cresc diferențele între distanțele de transport de la CET față de distanțele de transport de la CT la consumatori.

Randamentul termic al rețelei termice secundare (η_{rs}) de distribuție a căldurii de la punctele termice către consumatori este caracterizat de aceleași categorii de pierderi de căldură ca și în cazul rețelei termice primare.

În ceea ce privește valorile lor comparative, între sistemele centralizate de alimentare cu căldură din CET sau din CT, în ipoteza existenței în ambele variante a punctelor termice, a acelorași condiții de dimensionare a izolației termice și de exploatare, practic nu ar trebui să existe diferențe.

În cazul sistemelor centralizate de alimentare cu căldură din CT utilizând apa caldă ca agent termic de transport la distanță, randamentul termic al rețelei de transport este în mod normal mai ridicat. Aceasta se datorează reducerii pierderilor de căldură în mediul ambiant, având un agent termic cu un regim mediu anual de temperaturi mai redus decât în cazul apei fierbinți.

Randamentul termic al punctelor termice ține seama de pierderile de căldură către mediul ambiant datorate schimbătoarelor de căldură și conductelor de legătură din incintă și de cele cauzate de pierderile de agent termic (neglijabile în general). Ținînd seama de acestea și de faptul că atât în cazul sistemelor de termoficare, cât și al celor de alimentare cu căldură din CT se utilizează apă fierbinte, practic cu aceeași parametri în punctele termice, iar schemele tehnologice ale acestora nu diferă, rezultă că în ambele situații se pot considera aceleași valori caracteristice ale acestui randament.

Valorile considerate pentru randamentele termice de transport și distribuție a căldurii sunt prezentate în tabelul 1.

Tabelul 1

Randamentele termice de transport şi distribuţie a căldurii (%)

Randamentul			Valoarea		
			maximă	medie	minimă
Reţelei termice primare (η_{rp}) pentru :	CET		97	94	91
	CT		98	97	94
Reţelei termice secundare (η_{rs})			98	96	94
Global al reţelei termice pentru (η_{τ})	CET		95,1	90,2	85,5
	CT cu	apă fierbinte	96,0	93,1	88,4
		apă caldă	99	98	96
Punctului termic (η_{pr})			98,0	97,0	95,0
Transport şi distribuţie (η_{tr}) pentru :	CET		93,2	87,5	81,3
	CT cu	apă fierbinte	94,1	90,3	83,9
		apă caldă	99	98	96

unde: - randamentul termic global al reţelei termice (η_r) , în cazul cel mai general al existenţei PT, este dat de:

$$\eta_r = \eta_{rp} * \eta_{rs}, \quad (1)$$

iar randamentul termic al transportului şi distribuţiei căldurii este:

$$\eta_{tr} = \eta_r * \eta_{PT}, \quad (2)$$

care în cazul CT cu distribuţie de apă caldă devine:

$$\eta_{tr} = \eta_r = \eta_{rs}. \quad (3)$$

5. Randamentul termic global de producere, transport, distribuţie şi utilizare a căldurii

În ipoteza că sistemul de alimentare cu căldură asigură consumatorilor cantitatea de căldură (Q) impusă de aceştia, ţinând seama de structura sistemului prezentată în figura 1, rezultă că randamentul global de utilizare a căldurii este dat de:

$$\eta_{ut} = \eta_{gt} * \eta_{tr}, \quad (4)$$

în care, înlocuind relaţiile (1) şi (2), rezultă:

$$\eta_{ut} = \eta_{gt} * \eta_{rp} * \eta_{rs} * \eta_{PT}, \quad (5)$$

unde η_{gt} este randamentul global de livrare a căldurii; în cazul CET el este $\eta_{gt} = \eta_{CET}$, iar în cazul CT el este $\eta_{gt} = \eta_{CT}$.

Conform definiţiei de mai sus, calculul randamentului global pe baza relaţiei (5) consideră identitatea între căldura cerută de consumatori (Q_{nec}) şi aceea primită din sistem (Q), adică: $Q \equiv Q_{nec}$.

În realitatea funcţionării curente, sistemul nu poate asigura integral, din punct de vedere cantitativ şi calitativ, cantitatea de căldură necesară, $Q_{nec.}$ În general, datorită imperfecţiunii reglajului în timp, cantitatea de căldură livrată $Q \neq Q_{nec}$ şi cel mai adesea, în condiţiile de funcţionare de la noi din ţară, $Q < Q_{nec.}$

Plecând de la ipotcza satisfacerii calitativ-cantitative a condiţiilor impuse de consumatori, se poate defini gradul de asigurare cantitativ-calitativă a necesarului de căldură:

$$\beta = Q / Q_{nec}, \quad (6)$$

care teoretic, poate fi $\beta \leqslant 1$, dar în practică s-a dovedit a fi $\beta \leqslant 1$.

Diferenţa între ce a primit consumatorul (Q) şi ceea ce el necesită (Q_{nec}) este:

$$\Delta Q_{nec} = Q_{nec} - Q, \quad (7)$$

care, utilizând relaţia (6), devine:

$$\Delta Q_{nec} = Q((1-\beta)/\beta), \quad (8)$$

Consumul echivalent de energie primară pentru a asigura diferenţa ΔQ_{nec} este:

$$\Delta Q_{supl} = \Delta Q_{nec} / \eta_{înl}. \quad (9)$$

unde $\eta_{înl}$ este randamentul energetic global pentru livrarea, transportul şi distribuţia energiei de "înlocuire" consumată suplimentar (sau economisită) la nivelul consumatorului.

în care s-a notat:

$$\gamma = \eta_{ut} / \eta_{înl}. \quad (12)$$

Analiza relaţiei (13) permite următoarele constatări:

- în ipoteza că se asigură integral necesarul de căldură Q_{nec} (adică $\beta = 1$), rezultă: $\eta_{ut,r} = \eta_{ut}$;
- în cazul în care randamentul $\eta_{ut} = \eta_{înl}$ (adică $\gamma = 1$) relaţia (13) devine:

$$\eta_{ut,r} = \beta * \eta_{ut}. \quad (14)$$

Dependenţa randamentului global de producere, transport, distribuţie şi utilizare a căldurii $(\eta_{ut,r})$ de gradul (β) de asigurare calitativ-cantitativă a necesarului de căldură al consumatorilor şi de raportul $\eta_{ut} / \eta_{înl} = \gamma$ este

Tabelul 2

Dependenţa randamentului global de producere, transport, distribuţie şi utilizare a căldurii [%]

$\gamma = \eta_{ut} / \eta_{înl}$		1,4			1,0			0,6		
η_{ut} [%]		80	65	50	80	65	50	80	65	50
β =	1,0	80,0	65,0	50,0	80,0	65,0	50,0	80,0	65,0	50,0
	0,8	59,3	48,1	37,0	64,0	52,0	40,0	69,6	56,5	43,5
	0,6	41,4	33,6	25,9	48,0	39,0	30,0	57,1	46,4	35,7

În acest caz, faţă de randamentul global (η_{ut}) de utilizare a căldurii, dat de relaţia (5), se poate defini un "randament global real de producere, transport, distribuţie şi utilizare a căldurii" dat de:

$$\eta_{ut,r} = Q / (B * H_i + \Delta Q_{supl}), \quad (10)$$

unde $(B * H_i)$ este echivalentul termic al energiei consumate sub formă de combustibil (cu consumul B şi puterea calorifică inferioară H_i) pentru livrarea cantităţii de căldură (Q):

$$\eta_{ut} = Q / (B * H_i) \quad (11)$$

Ţinând seama de relaţiile (6 - 11), relaţia (10) ia forma:

$$\eta_{ut,r} = \frac{\eta_{ut}}{1 + \gamma * ((1-\beta)/\beta)}, \quad (12)$$

prezentată în tabelul 2.

Se constată că, odată cu scăderea gradului de asigurare a necesarului de căldură şi odată cu creşterea raportului $\gamma(\gamma = \eta_{ut} / \eta_{înl})$, randamentul global real $\eta_{ut,r}$ scade. Astfel, pentru $\eta_{ut} \in [50; 80\%]$, $\beta \in [0,6; 1,0]$ şi $\gamma \in [0,6; 1,4]$ valorile sale sunt $\eta_{ut,r} \in [25,9; 80\ \%]$.

Deci, gradul real (β) de asigurare calitativ-cantitativă a necesarului de căldură al consumatorilor influenţează sensibil randamentul global real de producere, transport, distribuţie şi consum ale căldurii. Ca urmare, în funcţionarea curentă valorile sale nu trebuie neglijate.

De asemenea, un rol important îl are modul de asigurare a diferenţelor de consum ΔQ_{supl} datorate imperfecţiunilor reglajului adoptat, prin echivalentul său în energie primară, adică valorile raportului : $\gamma = \eta_{ut} / \eta_{înl}$.

6. Comparaţia energetică între sistemele de termoficare şi cele centralizate cu CT

Comparaţia are la bază valorile randamentului global ($\eta_{ut,r}$) obţinute în cazul CET, faţă de sistemele centralizate de alimentare cu căldură din CT.

Ea s-a făcut pentru condiţiile reale - normale - de funcţionare ale diverselor subansambluri, ale căror randamente au fost prezentate mai înainte.

Ţinându-se seama de distanţele de transport al căldurii care sunt, în general, mai mari în cazul CET decât al CT, s-au considerat trei valori ale gradului real de satisfacere a necesarului (β = 1,0; 0,8 şi 0,6), în condiţiile unui raport γ = 1.

Valorile maxime, medii şi minime pentru η_{CET}, η_{CT} şi η_{tr} s-au considerat - teoretic - simultane, şi s-au luat în calcule conform celor prezentate mai sus.

Această ipoteză se acceptă numai pentru a putea defini domeniul maxim posibil de variaţie a randamentului global, ştiind că în realitate există o infinitate de valori simultane posibile ale randamentelor componente.

Rezultatele comparaţiei sunt redate în tabelul 3.

Tabelul 3

Randamentul termic global al sistemelor de termoficare comparativ cu sistemele centralizate, echipate cu CT [în%]

Randamentul		Sursa de căldură								
		CET			CT cu apă fierbinte			CT cu apă caldă		
		Valori caracteristice								
		max.	med.	min.	max.	med.	min.	max.	med.	min.
De livrare (η_{CET}; η_{CT})		88,2	75,2	60,1	87,3	73,6	58,8	87,3	73,6	58,8
De transport şi distribuţie (η_{tr})		93,2	87,5	81,3	94,1	90,3	83,9	99,0	98,0	96,0
Global, real pentru β = (γ = 1)	4,0	82,2	65,8	48,9	82,1	66,5	49,3	86,4	72,1	56,4
	0,8	65,8	52,8	39,1	65,7	53,2	39,4	69,1	57,7	45,1
	0,6	49,3	39,5	29,3	49,3	39,9	29,6	51,8	43,3	33,8

Analiza tabelului 3 permite următoarele concluzii:

1) în condiţiile satisfacerii integrale a necesarului de căldură al consumatorilor (adică β =1,0), sistemele de termoficare sunt practic similare cu cele centralizate folosind CT pe apă fierbinte, randamentele globale reale fiind practic aceleaşi: $\eta_{ut,r}^{CET} \in$[48,9 ... 82,2 %] şi $(\eta_{ut,r}^{CT}) \in$ [49,3 ... 82,1 %]. Numai în cazul cu CT apă caldă, randamentele globale respective sunt ceva mai ridicate: $(\eta_{ut,r}^{CT})_{a,c} \in$ [56,4 ... 86,4 %];

2) în cazul în care sistemul de termoficare prezintă în funcţionarea reală - curentă -, imperfecţiuni privind satisfacerea calitativ-cantitativă a necesarului de căldură al consumatorilor, atunci randamentele globale de utilizare ale acestora devin sensibil mai coborâte decât cele aferente sistemelor centralizate cu CT pe apă fierbinte. Astfel, numai la o diferenţă a gradului anual de asigurare a necesarului de 20 %, între termoficare (β_{CTE}= 0,8) şi CT (β_{CT}= 1,0), randamentele globale corespunzătoare devin: $(\eta_{ut,r}^{CET})_{\beta=0,8} \in$[39,1 ... 65,8 %], în timp ce $(\eta_{ut,r}^{CET})_{\beta=1,0} \in$ [49,3 ... 82,1 %]. Situaţia se "agravează" mult dacă diferenţele din acest punct de vedere cresc (vezi tabelul 3 comparativ între $\eta_{ut,r}^{CET}$ pentru β = 0,6 faţă de $\eta_{ut,r}^{CET}$ pentru β = 1,0).

Concluzii

Analiza prezentată mai sus evidenţiază cât de mult pot influenţa condiţiile reale de funcţionare ale unui sistem de termoficare asupra randamentului său energetic de ansamblu. Totodată, se constată că, în cadrul unei comparaţii din acest punct de vedere între soluţia de termoficare şi aceea a CT, trebuie ţinut seama şi de gradul de asigurare calitativ-cantitativă a necesarului de căldură al consumatorilor, care poate - în anumite condiţii - schimba concluziile rezultate pe baza datelor de proiectare. Problema practică în acest caz, rămâne determinarea cât mai

exactă a acestui grad de asigurare pentru fiecare caz concret în parte şi evidenţierea cauzelor care îl influenţează.

Totodată, comparaţia prezentată mai sus arată că este hazardat şi incorect să se afirme din start că una sau alta din soluţii este mai bună - din punctul de vedere al randamentului energetic global -, fără a se cunoaşte situaţia concretă exactă privind simultaneitatea randamentelor subansamblurilor componente.

De asemenea, valorile prezentate în tabelul 3 nu trebuie utilizate ca atare pentru o comparaţie între sistemele de termoficare şi cele centralizate folosind CT. Ele au rolul de a da o imagine a ceea ce *"se poate întîmpla - la limită"* - cu cele două sisteme comparate, în condiţiile îndeplinirii ipotezelor admise în lucrare, privind simultaneitatea randamentelor subansamblurilor componente.

BIBLIOGRAFIE

[1] Athanasovici, V., Dumitrescu, I.S., Răducanu, Cr., Căpraru, *Analiza pe baza randamentului energetic global a CET cu abur*. In: Energetica, 42, nr. 3, seria A, 1994, p. 104 .

Referent: dr. ing. Dan Goliciu- Institutul de Cercetări şi Modernizări Energetice - ICEMENERG Bucureşti

(Primit la 2 august, 1993, acceptat la 11 noiembrie 1993)

Manifestări tehnico-ştiinţifice

ZILELE ACADEMICE IEŞENE

În perioada 6-9 octombrie 1994 la Iaşi s-a desfăşurat ediţia a X-a **"Zilele academice ieşene"**, manifestare care a cuprins peste cincizeci de acţiuni (sesiuni ştiinţifice, colocvii, mese rotunde, simpozioane, conferinţe etc.), organizate de institute şi comisii ale Filialei Iaşi a Academiei Române şi de universităţile din Iaşi, cu participarea largă a spiritualităţii din ţară şi din străinătate.

Catedra de Energetică a Universităţii Tehnice "Gh. Asachi" a organizat, în cadrul acestei ample manifestări, masa rotundă cu tema **"Clasic şi modern în energetică"**, la care, în afara membrilor catedrei, au participat prof.dr.ing. Gleb Drăgan, m.c. al Academiei, prof. dr. ing. Valentin Arion, prorector al Universităţii Tehnice a Moldovei Chişinău şi dr.ing. Eugeniu Pavel, redactor - şef al revistei Energetica.

Intenţia organizatorilor a fost aceea de a evidenţia faptul că, deşi energetica poate fi considerată conservatoare prin perpetuarea soluţiilor clasice de producere şi transport al energiei electrice, a fost şi rămâne un domeniu foarte receptiv şi propice aplicaţiilor tuturor realizărilor moderne din multe domenii ale ştiinţei şi tehnicii.

Participanţii au onorat din plin intenţia organizatorilor, intervenţiile lor abordând tema din puncte de vedere diferite, unele din ele insolite.

Luările de cuvânt s-au axat pe următoarele idei:

• Bazat pe multe exemple din istoria ştiinţei, prof. Gleb Drăgan a subliniat actualitatea preocupărilor Comisiei de Energetică a Academiei Române privind precizarea şi unificarea terminologiei, inclusiv în domeniul energeticii.

• Ştiinţa sistemelor, a subliniat prof. Alexandru Poeată, a apărut şi s-a dezvoltat prin aportul unor mari personalităţi (Bertalanffy, Wiener, Haken, Prigogine, Thorn etc.). Conceptele, metodele şi modelele elaborate în cadrul ei au o largă aplicabilitate şi în studiul sistemelor energetice, fiind necesară aprofundarea ei în cadrul cercetării şi învăţământului energetic.

• Confruntarea energiei cu lumea de-a lungul istoriei, a arătat într-un eseu dr.ing. Eugeniu Pavel, ne învaţă că neglijarea contradicţiilor acesteia poate ridica probleme insurmontabile în viitor, după cum o corectă abordare a lor poate facilita progresul.

• Fundamentarea deciziilor în energetică în condiţii de incertitudine beneficiază în prezent de mecanisme matematice, bine puse la punct, care, corect aplicate, pot duce la eficientizarea procesului de concepere şi realizare a instalaţiilor, este concluzia unei ample intervenţii a prof. Valentin Arion.

Prof. dr. ing. Dumitru Ivas
Universitatea Tehnică "Gh. Asachi" Iaşi

(continuare în p. 82)

Sistemele Failure Delay (FDS) sunt considerate defecte atunci când două condiţii sunt simultan satisfăcute: existenţa unei tăieturi şi persistenţa acesteia pe o perioadă numită "Failure Delay". Lucrarea conţine expresii pentru densitatea de repartiţie a variabilelor aleatoare "durata de viaţă" şi "performanţa cumulată pe perioada de viaţă" pentru diferite tipuri de FDS. Evoluţia aleatoare în timp a structurii sistemului este descrisă de un proces Markov. Graficele funcţiei de repartiţie pentru variabilele aleatoare date sunt construite pe două căi: folosind soluţii analitice pentru densitatea de repartiţie combinate cu integrarea numerică şi prin simulare Monte-Carlo. Pentru cazul diferitelor cerinţe contractuale privind continuitatea alimentării se calculează probabilitatea ca furnizorul să le satisfacă pe o perioadă dată, fără a plăti compensaţii consumatorului.

Failure Delay Systems (FDS) are considered failed when two conditions are fulfilled: the existence of a cut-set and the persistence of this cut-set during a time period called "Failure Delay". The paper contains expressions for the probability density function of the random variables lifetime and lifetime cumulated performance for different types of FDS. The random evolution in time of system's structure is described by a Markov process. The graphs of the cumulative distribution function for the given random variables are built in two ways: using analytical solution for the pdf combined with numerical integration and by simulation. For different contractual requirements with regard to supply continuity one calculates the probability for the supplier to meet them during a given period (with a given probability) without paying compensations to the consumer.

ANALIZA CONTINUITĂŢII ÎN ALIMENTARE ŞI PERFORMABILITĂŢII PENTRU O RELAŢIE FURNIZOR-CONSUMATOR DE CĂLDURĂ FOLOSIND TEORIA SISTEMELOR "FAILURE DELAY"

as. ing. ALEXANDRU-VALERIU BINIG*, prof. dr. ing. NIKOLAOS LIMNIOS, prof. dr. ing. DUMITRU CEZAR IONESCU * , ing. DOINA BINIG *****

Descriptori: sisteme termoenergetice, sisteme "Failure Delay'", analiza continuităţii în alimentare

Introducere

Sistemele "Failure Delay" ("Failure Delay Systems" - FDS) reprezintă modele recent dezvoltate, introduse în [LIM 90], [LIM 92 a], [LIM 92b] , [BIN 93] etc. Pentru a fi considerat defect, un FDS trebuie să satisfacă două condiţii: cea structurală (apariţia unei tăieturi) şi cea temporală: persistenţa acestei tăieturi pe o perioadă fixă sau de durată aleatoare, numită "Failure Delay". Apare astfel un nou tip de stare, în care sistemul îndeplineşte condiţia structurală, dar misiunea sa funcţională încă nu este compromisă; această stare se numeşte de "quasi-defectare" [BIN 93].

Scopul prezentei lucrări este de a semnala posibilitatea de a aplica aceste modele la analiza relaţiei furnizor-consumator, când sunt implicate cerinţe contractuale legate de continuitatea în alimentare. Sistemul furnizor nu este considerat defect imediat ce a apărut o întrerupere. Numai când procesul tehnologic al consumatorului este afectat (adică sistemul furnizor îndeplineşte ambele condiţii de defectare) acesta solicită compensaţii furnizorului pentru nerespectarea cerinţelor contractuale.

* Universitatea "Politehnica" din Bucureşti, Facultatea de Energetică

** Université de Technologie de Compiégne, Division Mathématiques Appliquées

*** BULL România

Notaţii utilizate

$Y \backsim F_Y$ - variabila aleatoare Y respectă funcţia de repartiţie (Cumulative distribution function) F_Y;

$f_Y = \frac{d}{dt} F_Y$ - densitatea de repartiţie (probability distribution function) a variabilei aleatoare Y;

(α, A) - reprezentarea unei funcţii de repartiţie de tip fază (PH-type), un α este vectorul linie al probabilităţilor iniţiale ale stărilor de funcţionare, iar A este partiţia matricei de intensităţi de tranziţii corespunzătoare intensităţilor de tranziţie între aceste stări [NEU 82];

* - produs de convoluţie în sens Laplace: $f_x^{(n)}$ - convoluţie Laplace a lui f_x, de n ori cu ea însăşi;

exp (ω)= repartiţie exponenţială de paramentru ω;

g_1, g_o - performanţa specifică a sistemului în stări de funcţionare şi "quasi-defectare";

$1_{\{A\}}$ - funcţia indicator a evenimentului A; P{A} - probabilitatea evenimentului A;

1_m-vector coloană cu m elemente, toate egale cu 1;

iid - variabile aleatoare independente şi identic repartizate;

$E[X], D^2[X]$ - valoarea medie şi dispersia variabilei aleatoare (v a) X;

λ, μ - intensitate de defectare, respectiv de reparare.

Formularea problemei

O centrală termică are două cazane identice cu debit nominal unitar de 10 t/h. Pentru fiecare cazan $\lambda = 0{,}005\ h^{-1}$ şi $\mu = 0{,}04\ h^{-1}$. Există două echipe de reparaţii (una pentru fiecare cazan). Conducerea centralei semnează un contract cu un consumator industrial, care are nevoie de 10 t/h şi impune diferite condiţii privind continuitatea în alimentare (legate de particularităţile procesului său tehnologic) pentru perioada sa de funcţionare anuală continuă egală cu T. Centrala termică devine un sistem cu două elemente identice în paralel, al cărui comportament structural este modelat cu ajutorul unui proces Markov. În acest caz, perioadele de "quasi-defectare" respectă o funcţie de repartiţie exponenţială cu parametrul 2μ. Perioada de asigurare continuă a consumului dat devine o variabilă aleatoare, ce respectă o repartiţie de tip fază (PH-type) de reprezentare (α, A) sau (β, A), unde:

$\alpha = (1\ 0)$ pentru cazul că la $t = 0$ se pleacă din starea cu două unităţi în funcţiune;

$\beta = (0\ 1)$ pentru cazul că timpul de satisfacere a consumului începe îndată după repararea unuia din cele două cazane defecte (după revenirea din starea de "quasi-defectare") - [BIN 93].

A este partiţia matricei de intensităţi de tranziţie corespunzătoare tranziţiilor între stările de funcţionare:

$$A = \begin{bmatrix} -2\lambda & 2\lambda \\ \mu & -(\lambda+\mu) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -0{,}01 & 0{,}01 \\ 0{,}04 & -0{,}045 \end{bmatrix}$$

Prin urmare, conform definiţiei unei distribuţii de tip fază:

$$X_0 \backsim F_0,\ (F_0(t) = 1 - \alpha e^{At} 1_2, f_0(t) = -\alpha A e^{At} 1_2,$$

$$E[X_0] = -\alpha A^{-1} 1_2, E[X_0^i] = (-1)^i\, i!\, \alpha A^{-i} 1_2, X_1 \backsim F_x$$

$$F_X(t) = 1 - \beta e^{At} 1_2, f_X(t) = -\beta A e^{At} 1_2,$$

$$E[X_1] = -\beta A^{-1} 1_2, E[X_1^i] = (-1)^i\, i!\, \beta A^{-i} 1_2 \qquad (1)$$

$$Y \backsim F_Y, F_Y(t) = 1 - e^{2\mu t}, f_Y(t) = 2\mu e^{-2\mu t},$$

$$E[Y^i] = (-1)^i\, i!\ \ (-2\mu)^{-i} \left([\text{NEU 81}]\right)$$

Variabilele aleatoare X_0, X_i, $i = 1,2,...,Y_i$, $i=1,2,...$ sunt considerate independente. În plus, X_i, $i = 1,2$ ..., sunt considerate iid, ca şi Y_i, $i = 1,2, ...$ Prin urmare, considerând o aceeaşi performanţă specifică pentru orice stare de funcţionare, sistemul va fi analizat ca un element cu timpi de funcţionare PH-type distribuiţi şi timpi de "quasi-defectare" repartizaţi exponenţial.

Sistemul este considerat defect când cerinţele contractuale nu sunt satisfăcute. Nu este considerat defect când se află într-o stare de "quasi-defectare" caracterizată de debit nul de abur şi se întoarce într-o stare de funcţionare înainte de a-şi compromite misiunea funcţională aşa cum este deţinută prin contract (devine deci un FDS).

Scopul analizei este de a calcula probabilitatea de a satisface cerinţele contractuale fără a plăti compensaţii consumatorului, care la rândul său plăteşte un preţ suplimentar pentru condiţiile de continuitate în alimentare. Pe de altă parte, se va calcula (pentru diferite cazuri particulare) densitatea de repartiţie a duratei de viaţă a FDS, considerată ca timpul între punerea în funcţiune şi momentul defectării (nesatisfacerii cerinţelor contractuale).

1. Simularea Monte-Carlo a FDS de tip Markov

Algoritmul de simulare pentru estimarea funcţiilor de repartiţie ale duratei de viaţă şi performanţei cumulate pe perioada duratei de viaţă pentru fiecare tip de FDS este următorul:

- pentru fiecare simulare se consideră că la $t = 0$ sistemul porneşte din starea cu două unităţi în funcţiune. Se simulează o variabilă aleatoare exponenţial repartizată cu parametrul egal cu termenul diagonal cu semn schimbat din matricea de intensităţi de tranziţie, corespunzător stării curente. Următoarea stare este găsită prin calculul probabilităţilor de salt către alte stări şi prin simularea unei variabile uniform repartizate pe intervalul [0,1]. Acest segment este împărţit în segmente de lungimi egale cu probabilităţile de salt. Valoarea numerică a variabilei aleatoare generate se va situa pe segmentul corespunzător noii stări destinaţie a tranziţiei sistemului. Pentru această stare se generează o variabilă aleatoare exponenţial distribuită, cu parametrul egal cu termenul diagonal cu semn schimbat al matricei de intensităţi de tranziţie corespunzător. Durata de viaţă a sistemului creşte odată cu valoarea noului timp de sejur. Acest algoritm continuă până ce condiţiile de defectare predefinite (pentru fiecare tip de FDS) sunt îndeplinite. Pentru valoarea duratei de viaţă obţinută la sfârşitul fiecărei simulări, frecvenţa absolută de apariţie creşte cu o unitate. La sfârşitul tuturor simulărilor, se calculează frecvenţele relative şi se construieşte funcţia de repartiţie empirică. Evident, eroarea metodei descreşte pe măsură ce numărul de simulări creşte. Dacă timpii de sejur în stările sistemului sunt înmulţiţi cu valorile de performanţe specifice constante pentru fiecare stare, acelaşi algoritm furnizează distribuţia performanţei cumulate pe durata de viaţă. Această metodă este utilizată pentru a valida şi soluţiile analitice, iar în unele cazuri oferă singura soluţie disponibilă în prezent.

2. Performabilitatea pe durata de viaţă

Conceptul de performabilitate a fost introdus în [MEY 80], unificând conceptele de performanţă funcţională şi fiabilitate. Dacă se notează cu Z_t performanţa cumulată a sistemului între momentul punerii în funcţiune ($t = 0$) şi momentul curent de timp t, performabilitatea este definită ca funcţia de repartiţie a variabilei aleatoare Z_t :

$$p(z) = P\{Z_t \le z\} \qquad (2)$$

Pentru tipul particular de sistem de alimentare prezentat în acest articol (FDS), interesul central este acordat unui nou indicator, numit "performabilitate pe durata de viaţă". Dacă se notează cu Z_T performanţa cumulată pe durata de viaţă T a sistemului, acest indicator va fi definit de:

$$Lp(z) = P\{Z_T \le z\} \qquad (3)$$

3. Analiza continuităţii în alimentare pentru diferite modele de FDS

Pentru fiecare tip de FDS se calculează în principal doi indicatori: densitatea de repartiţie a duratei de viaţă şi densitatea de repartiţie a performanţei cumulate pe durata de viaţă (deci performabilitatea pe durata de viaţă).

3.1. FDS cumulativ

Sistemul este considerat în două stări: de funcţionare, caracterizată de o performanţă constantă, g_1, pe unitatea de timp şi de defectare, de performanţă specifică g_0 . Scopul analizei este să se determine densitatea de repartiţie a performanţei acumulate pe durata aleatoare de viaţă a sistemului T. Formula generală pentru calculul acestui indicator este dată în [BIN 93]. Performanţa cumulată până la defectarea sistemului Z_T va fi dată de:

$$Z_T = g_1 X_0 + g_1 X_1 + \ldots + g_1 X_n + g_0 \tau = g_1 \sum_{i=0}^{n} X_i + g_0 t \quad (4)$$

Se scrie transformata Laplace-Stieltjes a funcţiei de repartiţie a variabilei aleatoare Z_T :

$$F_{Z_T} = E\left[e^{-sZ_T}\right] =$$

$$= \sum_{n\geq 0} E\left[e^{(-sg_1 \sum_{i=0}^{n} X_i + g_0 t)} 1_{\{Z_1+\ldots+Z_n \leq \tau, Z_1+\ldots+Z_n+Z_{n+1} \geq \tau\}}\right] =$$

$$= \sum_{n\geq 0} E\left[e^{-sg_1 X_0}\right]\left(E\left[e^{-sg_1 X_1}\right]\right)^n E\left[e^{-sg_0 \tau}\right]\left[F_Y^{(n)}(\tau) - F_Y^{(n+1)}(\tau)\right] \quad (5)$$

Ştiind că transformata Laplace-Stieltjes a funcţiei de repartiţie este transformata Laplace a densităţii de reparţie, se obţin:

$$f_{Z_T}(z + g_0\tau) = \sum_{n\geq 0} \left(f_{g_1 X_0} * f_{g_1 X_1}^{(n)}\right)(z) P\{N = n\} \quad (6)$$

unde N este numărul de cicluri de viaţă (funcţionare - "quasi-defectare") înainte de defectarea sistemului.

Evident, $z = g_1 t_u$, unde t_u este timpul petrecut în stări de funcţionare. Prin urmare, dat fiind că

$$f_{g_1 X}(g_1 t) = \frac{1}{g_1} f_X(t) \quad \text{pentru} \quad g_1 = \text{ct}, \quad g_1 \geq 0,$$

se obţine:

$$f_{Z_T}(z) = \sum_{n\geq 0} (f_{x_0} * f_{x_1}^{(n)})\left(\frac{z - g_0\tau}{z}\right)\left[F_Y^{(n)}(\tau) - F_Y^{(n+1)}(\tau)\right]\frac{1}{g_1} \quad (7)$$

Aceste relaţii sunt aplicabile pentru orice tip de distribuţie a lui Y , pentru care este disponibilă o expresie analitică a lui $F_Y^{(n)}$ şi pentru X PH-type distribuit astfel încât să se poată folosi relaţiile cunoscute [NEU 82], [BIN 93] pentru a construi produsul de convoluţie.

Durata medie de viaţă va fi dată de [BIN 93]:

$$E[T] = E\left[X_0\right] + 2\mu\tau\, E\left[X_1\right] + \tau, \quad (8)$$

iar momentul necentrat de ordinul doi al duratei de viaţă aleatoare va fi dat de:

$$E\left[T^2\right] = \frac{d^2}{ds^2} f_T^*(s)\Big|_{s=0} =$$

$$= \tau^2 - 2\tau E\left[X_0\right] + E[N]\left\{2E\left[X_0\right]E\left[X_1\right] - 2\tau E\left[X_1\right] + \right.$$

$$\left. + E\left[X_1^2\right] + E[N]\left(E\left[X_1\right]\right)^2\right\} + E\left[X_0^2\right], \quad (9)$$

unde N este cel definit în (6). După cum se arată în [BIN 93], $E[N] = 2\,\mu\tau$, funcţia de restabilire a procesului de restabilire generat de F_Y calculată la momentul τ. Din (8) şi (9) se poate obţine dispersia duratei de viaţă aleatoare cu relaţia cunoscută:

$$D^2[T] = E\left[X^2\right] - \left(E[X]\right)^2 = D^2\left[X_0\right] + E[N]E\left[X_1^2\right] \quad (10)$$

În consecinţă, performanţa cumulată medie pe durata de viaţă aleatoare va fi dată de:

$$E\left[Z_T\right] = -g_1 \alpha A^{-1} 1_2 - 2g_1 \mu\tau\beta A^{-1} 1_2 \quad (11)$$

3.2. Element simplu cu număr limitat de "quasi-defectări"

Soluţia analitică pentru densitatea de repartiţie a duratei de viaţă este dată în [BIN 93]. Prin urmare, densitatea de repartiţie a performanţei cumulate pentru întreaga durată de viaţă (timpul total până la apariţia celei de-a $k + 1$ a "quasi-defectări", unde k este numărul admisibil) va fi dată de :

$$f_{Z_T}(z) = \left(f_{g_1 x_0} * f_{g_1 x_1}^{(k)} * f_{g_0 Y}^{(k)}\right)(z) \quad (12)$$

Nu este posibil să se calculeze în maniera clasică acest produs de convoluţie, deoarece integrala ce caracterizează produsul de convoluţie nu este definită (limitele de integrare nu sunt aceleaşi). Devine necesar să se introducă o ipoteză simplificatoare $g_0 = 0$ (performanţa sistemului în stările de "quasi-defectare" este nulă). Procedând într-o manieră analoagă cu cea din 3.1 se obţine:

$$f_{Z_T}(z) = \left(f_{x_0} * f_{X_1}^{(k)}\right)\left(\frac{z}{g_1}\right)\frac{1}{g_1} \quad (13)$$

Durata medie de viaţă a FDS este obţinută prin aplicarea lemei lui Wald [GRI 92]:

$$E[T] = E[X_0] + k(E[X_1] + E[Y]) = -\alpha A^{-1}1_2 + k(-\beta A^{-1}1_2 + \frac{1}{2\mu}) \quad (14)$$

şi după calculc elementare dispersia duratei de viaţă va fi dată de:

$$D^2[T] = D^2[X_0] + k^2 D^2[X_1] + k^2 D^2[Y] \quad (15)$$

Prin urmare, performanţa cumulată pe durata de viaţă şi dispersia sa, ţinând cont de ipotezele introduse, vor fi:

$$E[Z_T] = (-\alpha A^{-1}1_2 - k\beta A^{-1}1_2)g_1 = (E[X_0] + kE[X_1])g_1 \quad (16)$$

$$D^2[Z_T] = g_1^2(D^2[X_0] + k^2 D^2[X_1]) \quad (17)$$

3.3. FDS cu un element cu număr de "quasi-defectări" mai lungi decât variabila "Failure Delay"

Pentru $k = 0$ ("Simple Failure Delay"-[BIN 93]), unde k este numărul admisibil de "quasi-defectări" mai lungi decât variabila "Failure Delay" relaţia analitică pentru calculul densităţii de repartiţie a duratei de viaţă este dată în [BIN 93]. Ipoteza de bază în analiza de performabilitate pe durata de viaţă este că performanţa în stările de "quasi-defectare" este nulă, această ipoteză fiind impusă de consideraţiile anterioare. Prin urmare, performanţa cumulată pe durata de viaţă a sistemului va fi:

$$Z_T = g_1(X_1 + X_2 + ... + X_n), \quad (18)$$

unde n este numărul de cicluri de viaţă înaintea defectării sistemului.

Se obţine transformata Laplace-Stieltjes a funcţiei de reparţie a duratei de viaţă astfel:

$$\tilde{F}_{Z_T}(S) = E[e^{-sZ_T}] = \sum_{n\geq 0} E[e^{-sg_1(X_0+X_1+...+X_n)}1_{(N=n)}] =$$

$$= \sum_{n\geq 0} E\left[e^{-sg_1(X_0+X_1+...+X_n)}1_{\left(\{Y_1<\tau Y_2<\tau...,Y_n>\tau\}\right)}\right.$$

$$\left.\cap_{\{Y_1>\tau...Y_n<\tau\}} \cap_{\{Y_1<\tau, Y_2>\tau...Y_n>\tau\}\cap(Y_{n+1}>\tau\})}\right] =$$

$$= \sum_{n\geq 0} E[e^{-sg_0(X_0+X_1+...+X_n)}]C_n^k q^k (1-q)^{n-k} =$$

$$= \sum_{n\geq 0} C_n^k q^{k+1}(1-q)^{n-k} E[e^{-sg_1X_0}](E[e^{-sg_1X_1}])^n$$

unde $q = P\{Y > \tau\}$. În final, aplicând proprietăţile cunoscute:

$$f_{Z_T}(z) = \sum_{n\geq 0} C_n^k q^{k+1}(1-q)^{n-k}(f_{x_0} * f_{x_1}^{(n)})\left(\frac{z}{g_1}\right)\frac{1}{g_1} \quad (19)$$

Evident , pentru k = 0 :

$$f_{Z_T}(z) = \sum_{n\geq 0} q(1-q)^n (f_{x_0} * f_{x_1}^{(n)})\left(\frac{z}{g_1}\right)\frac{1}{g_1} \quad (20)$$

În [GOY 87] se arată ca numărul de "quasi-defectări" pe durata de viaţă pentru $k = 0$ respectă o lege de repartiţie geometrică de parametru $F_Y(\tau)$. Prin urmare, media acestei variabile aleatoare va fi:

$$E[N] = \frac{1}{1-F_y(\tau)}, \quad (21)$$

Rezultă că durata medie de viaţă şi performanţa cumulată medie pe durata de viaţă (considerând performanţa nulă în stări de "quasi-defectare") va fi dată de:

$$E[T] = \frac{1}{1-F_y(\tau)}(E[X_1] + E[Y]) + E[X_0] + \tau \quad (22)$$

$$E[Z_T] = g_1\left(E[X_0] + \frac{1}{1-F_Y(\tau)}E[X_1]\right) = \quad (23)$$

$$= g_1\left(-\alpha A^{-1}1_2 - e^{2\mu\tau}\beta A^{-1}1_2\right)$$

Distribuţia variabilei aleatoare discrete "număr de quasi-defectări înainte de defectarea sistemului", obţinută prin simulare Monte Carlo, este prezentată în figura 3.

Observaţie. Evident, valorile medii se pot obţine şi prin derivarea după s a transformatei Laplace a densităţii de repartiţie şi calculul valorii sale pentru $s = 0$. Momentele de ordin superior se pot obţine similar după lungi calcule.

4. Rezultate numerice

Din (1), $E[X_0] = 3.044 \times 10^3$ h; $E\left[X_0^2\right] = 2.38 \times 10^6 h^2$; $D^2\left[X_0\right] = 1.17 \times 10^6 h^2$; $E\left[X_1\right] = 1.010 \times 10^3 h$; $E^6\left[X_1^2\right] = 2.16 \times 10^6 h^2$; $D^2[X_1] = 1.16 \times 10^6 h^2$; $E[Y] = 12.5$ h; $E\left[Y^2\right] = 312.5$ h^2; $D^2[Y] = 156.25$ h^2. Graficele funcţiei de repartiţie a duratei de viaţă pentru diferite tipuri de sisteme "Failure Delay" sunt prezentate în figura 1. Toate graficele sunt obţinute prin simulare Monte-Carlo (vezi [BIN 93], pentru curbele construite folosind soluţiile analitice).

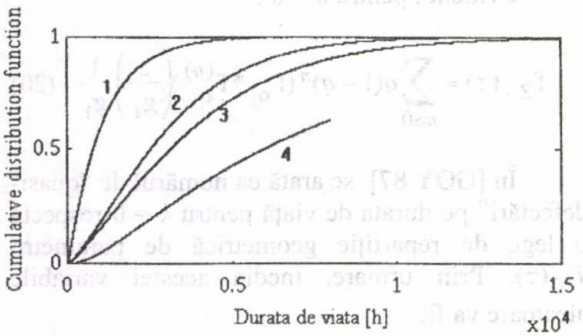


Fig.1. Funcţia de repartiţie a duratei de viaţă pentru diferite tipuri de sisteme "Failure Delay": 1 - "Simple Failure Delay System" $\tau = 8$ h; 2 - sistem cu număr limitat de "quasi-defectări", $k = 3$; 3 - sistem cu număr limitat de "quasi-defectări" mai lungi decât variabila "Failure Delay", $k = 2$, $\tau = 12$ h; 4 - Simple Failure Delay System - $\tau = 24$ h.

4.1. Furnizorul modelat ca un FDS cumulativ

a) Durata cumulată a întreruperilor nu trebuie să fie mai mare decât 24 h pentru perioada contractuală anuală (cerinţa contractuală). După calcule se obţine F(7000)=0.98, probabilitatea ca durata cumulată a întreruperilor să depăşească 24 h înaintea sfârşitului perioadei contractuale.

b) Prin aplicarea relaţiilor (8) şi (10) se găseşte $E[T] = 3.044 \times 10^3$ h durata medie de viaţă a FDS cumulativ. Din $D^2[T] = 5.317\ 10^6 h^2$, se poate deduce că cerinţele contractuale referitoare la continuitatea în alimentare sunt îndeplinite pe $T = (3.044 \pm 2.305) \times 10^3$ h. Dat fiind că abaterea pătratică standard este de acelaşi ordin de mărime ca şi media, indicatorul de fiabilitate "durata medie de viaţă" (durata medie de satisfacere a cerinţelor consumatorului) nu este un indicator de mare încredere.

c) Este posibil să se obţină, prin simulare Monte Carlo, distribuţia numărului de "quasi-defectări" înainte ca sistemul să fie considerat defect (fig.2).

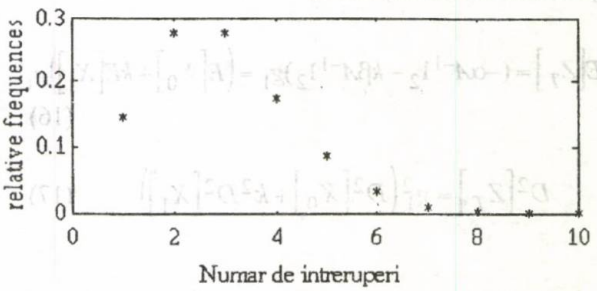


Fig.2. Distribuţia numărului de "quasi-defectări" înainte ca sistemul Failure Delay Cumulativ să fie considerat defect . $\tau = 24$ h, număr de simulări: 20000.

Din 3.1. $E[N] = 1+1.92$ şi algoritmul de simulare furnizează $D^2[N] = 1.9319$, adică $N = 2.92 \pm 1.38$ întreruperi sunt de aşteptat înainte de încheierea duratei de viaţă.

d) Graficul performabilităţii pe durata de viaţă este prezentat în figura 4. Probabilitatea de a furniza mai mult de 50000 tone abur consumatorului înainte ca suma întreruperilor să fie 24 h este L_p (50000) = 0.1750. Performanţa cumulată medie pe durata de viaţă este dată de (11): $E[Z_T] = 49832$ t abur.

4.2. Furnizorul modelat ca un sistem "Simple Failure Delay"

a) O altă condiţie impusă de consumator: durata unei (singure) întreruperi să nu depăşească 24 h. Graficul funcţiei de repartiţie a duratei de viaţă (considerată între punerea în funcţiune şi momentul compromiterii misiunii funcţionale) este prezentat în figura 1. Din (18) se obţine F (7000) = 0.98, probabilitatea ca sistemul

consumator să sufere o întrerupere mai lungă de 24 h pe perioada contractuală.

b) Folosind (21), se obţine $E[N]$ = 6.821 întreruperi pe durata de viaţă, iar dispersia acestei variabile aleatoare, obţinută prin simulare, va fi $D^2[N]$ = 31.7589 (după 300000 de simulări).

c) Durata medie de viaţă va fi - din (22) - $E[T]$ = 9957.2 h.

d) Performanţa cumulată pe perioada de viaţă va fi dată de (23): $E[Z_T]$ = 99332 t abur.

4.3. Furnizorul - sistem cu număr limitat de "quasi-defectări" mai lungi decât variabila "Failure Delay"

a) Graficul funcţiei de repartiţie a duratei de viaţă obţinută prin simulare, este prezentat în figura 1. Probabilitatea de a satisface cerinţele contractuale pe mai mult de 8760 h (un an) este 1 - F(8760) X= 0.0750.

b) Distribuţia variabilei aleatoare discrete "număr de întreruperi înainte de defectarea sistemului" este prezentată în figura 3.

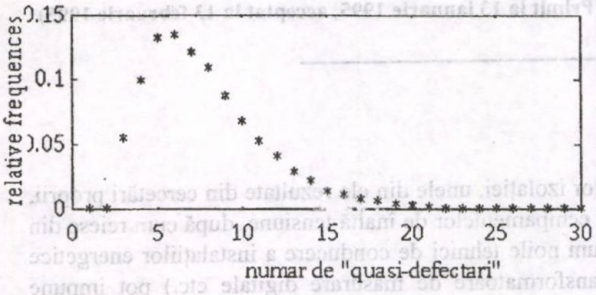


Fig.3. Distribuţia numărului de "quasi-defectări" înainte ca sistemul să fie considerat defect. τ = 12 h, k = 2, număr de simulări: 20000.

Evident, valoarea medie şi dispersia acestei variabile aleatoare vor fi date de:

$$E[N] = \sum_{i \geq 1} i p_i \approx 7.8292 \text{ întreruperi;}$$

$$D^2[N] = \sum_{i \geq 1} (i - E[N])^2 p_i \approx 12.2814,$$

unde $p_i = P\{N = i\}$ sunt probabilităţi estimate prin frecvenţe relative de apariţie, obţinute în urma simulării. Prin urmare, numărul de întreruperi pe durata de viaţă ar putea fi estimat prin $N = 7.82 \pm 3.5$.

c) Durata medie de viaţă va fi obţinută cunoscând numărul mediu de întreruperi: $E[T]$ = 10942 h.

d) Probabilitatea de a livra peste 50000 t abur înainte de a suferi a treia întrerupere mai lungă de 12 h este 1 - L_p (50000) = 0.4973. Performanţa cumulată medie înainte de defectarea sistemului va fi $E[Z_T]$ = 109510 t de abur.

4.4. Furnizorul - FDS cu număr limitat de "quasi-defectări"

a) Se cere probabilitatea de a înregistra mai mult de trei întreruperi în alimentare înainte de 7000 h. Aplicând (12) se obţine F(7000) = 0.975, probabilitatea de a avea patru întreruperi înainte de încheierea perioadei contractuale. Graficul corespunzător este prezentat în figura 4.

b) Durata medie de viaţă va fi dată de (14), iar dispersia sa va fi calculată folosind (16). Se obţine $E[T] = 6.115 \times 10^3$ h şi $D^2[T] = 1.16 \times 10^7$ h^2, prin urmare se poate accepta pentru analizele de decizie: $T = (6.115. \pm 3.407) \times 10^3$ h. Aceeaşi observaţie rămâne valabilă: "durata medie de viaţă" nu este un indicator de mare încredere.

c) Dacă analiza de performabilitate pe durata de viaţă are obiectivul de a găsi probabilitatea de a livra mai mult de 40000 t abur consumatorului înainte de încălcarea cerinţelor de continuitate în alimentare, din figura 4 se poate citi 1 - L_p (40000) = 0.0438. Performanţa cumulată medie înaintea defectării sistemului este - din (16) - $E[Z_T]$ = 60740 t abur. Dispersia va fi din (17) - $D^2[Z_T] = 1.61 \times 10^8$ t^2.

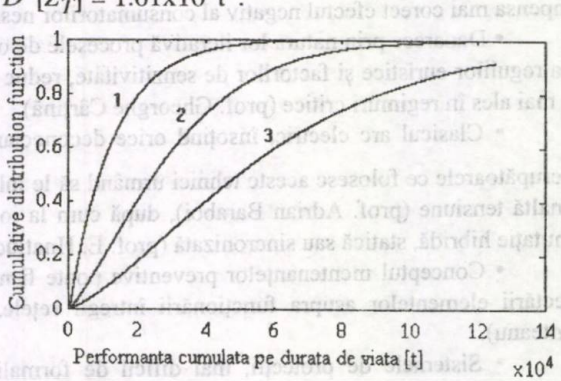


Fig.4. Performabilitatea pe durata de viaţă pentru diferite tipuri de FDS: 1 - Cumulative Failure Delay System τ = 24 h; 2 - Sistem cu număr finit de "quasi-defectări". k = 3; 3 - sistem cu număr finit de "quasi-defectări" mai lungi decât variabila "Failure Delay" τ = 12 h, k = 2.

Concluzii

Sistemele modelabile cu FDS sunt larg răspândite în tehnică. Principiile prezentate în această aplicaţie pot fi cu uşurinţă utilizate pentru alte sisteme. Folosindu-se indicatorii introduşi, se poate calcula densitatea de repartiţie a beneficiului acumulat pe durata de viaţă şi estima preţul ce ar trebui cerut pe unitatea de energie termică livrată sau nivelul maxim admisibil al compensaţiilor de plătit în caz de nerespectare a cerinţelor contractuale. Simularea Monte-Carlo pentru sisteme FDS de tip Markov oferă soluţii pentru cazurile în care soluţiile analitice nu sunt disponibile. Cu creşterea dimensiunilor matricei intensităţilor de tranziţie, atât timpii de calcul, cât şi consumurile de memorie devin prohibitive şi impun utilizarea unor staţii de lucru performante şi a unor algoritmi optimizaţi.

BIBLIOGRAFIE

[BIN 93] Binig, A.V., Limnios, N. *Cumulative Failure Delay Systems Reliability Modelling:* In: Revue Européene de Diagnostic et Sureté de Fonctionnement - Editions Hermes - Paris (în curs de apariţie).

[GRI 92] Grimett, G.R.; Stirzaker, D.R. *Probability and Random Processes* . Oxford Science Publications - Clarendon Press, Oxford, 1992.

[LIM 90] Limnios, N. *Failure Delay Systems Reliability Modelling,* Systems Reliability Assessment - A.G. Colombo, A. Saiz de Boustamante (Eds) - Klower Academie Publishers, 1990. pp 145 - 148.

[LIM 92 a] Limnios, N. *Repairable Failure Delay Systems with Elementary Structure.* Applied Stochastic Models and Data Analysis, Vol.8, 1992, pp 79-90

[LIM 92 b] Limnios, N. *Systemes avec Délai de Défaillance.* 8-th Conference on Reliability and Maintenability, Grenoble, France, Oct 1992, pp 219 - 225.

[MEY 80] Meyer, J.F. *On Evaluating the Performability of Degradable Computer Systems.* In: IEEE Transaction on Computers, Vol. c-29, No.8, 1980, pp 720 - 731.

[NEU 81] Neuts, M. *Matrix-Geometric Solutions in Stochastic Models - An Algorithmic Approach.* The Jon Hopkins University Press, Baltimore, 1981.

Referent: prof. dr. ing. Ilie Constantin Prisecaru - U.P.B.

(Primit la 13 ianuarie 1995, acceptat la 13 februarie 1995)

(continuare din p. 74)

• Progresele recente în domeniul măsurării parametrilor izolaţiei, unele din ele rezultate din cercetări proprii, pot duce la reconsiderarea tehnicilor de control al stării izolaţiei echipamentelor de înaltă tensiune, după cum reiese din intervenţiile prof. Nicolae Gavrilaş şi ing. Liviu Groza, după cum noile tehnici de conducere a instalaţiilor energetice (bazate pe structuri ierarhizate de calcul, pe fibre optice, transformatoare de măsurare digitale etc.) pot impune reconsiderarea structurilor primare ale acestora (prof. Dumitru Ivas).

• Înlocuirea limitării prin normativ a valorii nesimetriei cu contorizarea şi tarifarea energiei de nesimetrie ar compensa mai corect efectul negativ al consumatorilor nesimetrici asupra reţelelor (prof. Laurian Preda).

• Deoarece prin natura lor iterativă procesele de optimizare consumă timp, folosirea sistemelor expert, care, pe baza regulilor euristice şi factorilor de senzitivitate, reduc timpul de calcul, apare ca o soluţie pentru mărirea eficienţei lor, mai ales în regimuri critice (prof. Gheorghe Cârţină).

• Clasicul arc electric, însoţind orice deconectare dinamică, este stins eficient în SF_6 sau în vid avansat, întrerupătoarele ce folosesc aceste tehnici urmând să le înlocuiască pe cele clasice până la sfârşitul actualului deceniu, la înaltă tensiune (prof. Adrian Baraboi), după cum la joasă tensiune, acelaşi proces se va datora echipamentelor cu comutaţie hibridă, statică sau sincronizată (prof. E. Hnatiuc).

• Conceptul mentenanţelor preventive poate fi nuanţat, fixând periodicitatea specifică în funcţie de efectele defectării elementelor asupra funcţionării întregii reţele, pe baza unor indicatori specifici de risc (ş. l. Florin Munteanu).

• Sistemele de protecţii, mai dificil de formalizat matematic, pot beneficia de un eficient mecanism în GRAFCET (ş.l.M. Leca).

Deşi la prima vedere, abordarea unor astfel de teme nu duce la aplicaţii imediate, participanţii au opiniat că, pe termen lung, pot rezulta concluzii valoroase privind, de exemplu, orientarea învăţământului, a cercetării şi proiectării.

Lucrarea prezintă o comparaţie între schimbătoarele de căldură tubulare şi cele cu plăci, realizată atât pe baza unor măsurători "in situ", efectuate într-un punct termic din sistemul de termoficare al municipiului Bucureşti, cât şi a observaţiilor din exploatarea unor unităţi de distribuţie a căldurii.

S-au evaluat, de asemenea, efectele integrării schimbătoarelor de căldură cu plăci în sistemele de alimentare centralizată cu căldură, punându-se în evidenţă avantajele obţinute pe plan local, dar, mai ales, efectele energetice înregistrate la nivelul întregului sistem.

The paper presents a comparison between the tube heat exchangers and the plate heat exchangers, made both on the basis of several "in situ" measurements performed in a thermal substation within Bucharest District Heating System and on the studies carried out on several heat distribution stations.

The effects of the plate heat exchangers integration in the centralized heat supply systems, are estimated, as well, pointing out the advantages obtained locally and especially the energy effects registered at the level of the entire system.

ASPECTE PRIVIND INTEGRAREA SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ CU PLĂCI ÎN SISTEMELE DE ALIMENTARE CENTRALIZATĂ CU CĂLDURĂ

ing. NICOLAE NICULESCU*, ş.l .dr. ing. MIHAELA STAN; ing. ANGELA BĂDULESCU* ing. DORINEL VOICHECI***

Descriptori : schimbătoare de căldură cu plăci, sisteme termoenergetice

Introducere

Necesitatea perfecţionării sistemelor centralizate de alimentare cu căldură existente în ţara noastră a impus preocupări susţinute pentru determinarea şi adoptarea unor soluţii, tehnologii şi echipamente moderne, atât în domeniul producerii, cât şi al transportului şi distribuţiei energiei termice. Astfel, cunoscând avantajele generale pe care le prezintă schimbătoarele de căldură cu plăci (dintre care se pot menţiona: eficienţa ridicată a transferului de căldură, volumele reduse şi posibilităţi de curăţare rapidă), în perioada 1993 - 1994 s-a studiat oportunitatea integrării acestor tipuri de echipamente în sistemele de alimentare centralizată cu căldură.

S-a urmărit stabilirea posibilităţilor de înlocuire a schimbătoarelor de căldură tubulare, utilizate în majoritatea punctelor termice urbane pentru încălzire şi prepararea apei calde de consum, care generează în prezent numeroase dificultăţi în exploatare.

În cadrul lucrării se prezintă, în special, aspectele energetice ale integrării schimbătoarelor de căldură cu plăci în schemele punctelor termice alimentate cu căldură sub formă de apă fierbinte din sisteme centralizate şi se face o comparaţie a principalilor indicatori obţinuţi pe bază de calcule în dimensionarea şi funcţionarea unui punct termic urban echipat cu schimbătoare de căldură tubulare sau cu schimbătoare de căldură cu plăci.

1. Analiza comportării în funcţionare a schimbătoarelor de căldură cu plăci comparativ cu cea a schimbătoarelor de căldură tubulare

Comportarea în funcţionare a schimbătoarelor de căldură tubulare şi a celor cu plăci s-a analizat, atât pe baza rezultatelor unor măsurători efectuate în colaborare cu INCERC şi

* Institutul de Studii şi Proiectări Energetice, Bucureşti

** Universitatea "Politehnica", Bucureşti

Universitatea "Politehnica Bucureşti, cât şi pe baza observaţiilor directe ale unor unităţi de distribuţie a căldurii, care au în exploatare astfel de echipamente. Măsurătorile s-au realizat "in situ" în instalaţiile punctului termic PT 7 Moşilor,din cadrul sistemului de termoficare al municipiului Bucureşti, care este echipat atât cu schimbătoare de căldură tubulare, cât şi cu schimbătoare cu plăci. Astfel, pentru încălzire, în paralel cu schimbătoarele de căldură tubulare existente tip B-85 OL-8x3 m, au fost instalate schimbătoare de căldură cu plăci tip M 10-BFG produse de firma Alfa-Laval din Suedia, iar pentru prepararea apei calde de consum, în paralel cu schimbătoarele de căldură tubulare tip B-55 Am 4x3 m, au fost instalate schimbătoare de căldură cu plăci tip M6-MFG, produse, de asemenea, de firma Alfa-Laval.

Programul experimental, desfăşurat în colaborare cu INCERC, a avut drept scop stabilirea cantităţilor de căldură preluate de punctul termic din sistemul de termoficare, precum şi a celor livrate consumatorilor pentru încălzire şi respectiv, pentru apa caldă de consum.

În acest scop, s-au efectuat măsurători ale debitelor şi temperaturilor de intrare şi ieşire ale agenţilor termici în punctul termic, atât pe circuitul primar, cât şi pe circuitele secundare de încălzire şi de apă caldă de consum. Rezultatele obţinute au permis stabilirea de concluzii referitoare la compararea parametrilor funcţionali reali cu cei teoretici (de proiect) ai schimbătoarelor de căldură tubulare, precum şi la compararea celor două tipuri de schimbătoare în regimuri de funcţionare similare.

Performanţele funcţionale realizate de grupurile de schimbătoare testate la funcţionarea lor alternativă prin experimentările descrise mai sus, pot fi exprimate prin următoarele rezultate:

* schimbătoarele de căldură pentru prepararea apei calde de consum Alfa - Laval tip M 6 - MFG au realizat valori ale coeficientului global de transfer al căldurii cuprinse între 2800 şi 6824 W/m^2K(2408-5868 $kcal/m^2h^0C$) şi o eficienţă termică, cu valori cuprinse între 0,252 şi 0,553, puternic influenţată de consumul de apă caldă de consum;

* schimbătoarele de căldură pentru încălzire Alfa-Laval tip M 10-BFG au realizat valori ale coeficientului global de transfer al căldurii cuprinse între 3944 şi 4218 W/m^2 K(3391 - 3627 $kcal/m^2h^0C$) şi o eficienţă termică cu valori cuprinse între 0,828 şi 0,872;

* schimbătoarele de căldură tip IPB B 55 Am-4x3 m, utilizate la prepararea apei calde de consum alternativ cu cele M 6 - MFG, au realizat coeficienţi de transmisie globală a căldurii cu valori cuprinse între 305 şi 400 W/m^2 K (263 şi 345 $kcal/m^2h^0C$) faţă de valorile teoretice care ar fi trebuit să fie cuprinse între 543 şi 668 W/m^2K (468 şi 576 $kcal/m^2 h^oC$). Raportul acestor valori, care reflectă gradul de depreciere a caracteristicilor funcţionale de proiect, este cuprins între 0,52 şi 0,69. Eficienţa transferului termic determinată prin măsurători, a fost cuprinsă între 0,27 şi 0,401, reprezentând 0,80 - 0,92 faţă de valorile de catalog;

* schimbătoarele de căldură tip IPB-B 85 OL-8 x 3 m utilizate pentru încălzire alternativ cu cele tip M 10-BFG, au realizat valori ale coeficientului global de transfer al căldurii cuprinse între 271 şi 293 W/m^2 K (234 şi 253 $kcal/m^2h^0C$) faţă de valorile teoretice care ar fi trebuit să fie cuprinse între 955 şi 1064 W/m^2K (823 şi 917 $kcal/m^2h^0C$). Raportul acestor valori este cuprins între 0,265 şi 0,290 şi reflectă o mare diferenţă faţă de caracteristicile funcţionale de proiect. Eficienţa transferului termic rezultată din măsurători a fost cuprinsă între 0,71 şi 0,72, reprezentând 0,726-0,753 faţă de valorile calculate.

*
* *

Compararea rezultatelor măsurătorilor efectuate pentru regimuri de funcţionare relativ apropiate, conduce la concluzia că schimbătoarele de căldură cu plăci Alfa-Laval tip M 6-MFG au realizat coeficienţi de transmisie termică globală de până la 13 ori mai mari şi o eficienţă termică de circa 1,0.....1,4 ori mai mare decât cele tubulare tip IPB B-55 Am-4x3, cu care au funcţionat alternativ pentru prepararea apei calde de consum.

Similar, schimbătoarele de căldură Alfa-Laval tip M 10-BFG au realizat coeficienţi globali de transfer al căldurii de circa 14,5 ori mai mari şi o eficienţă termică de circa 1,1-1,2 ori mai mare decât cele tubulare tip B-85 OL-8x3 m, cu care au asigurat alternativ consumul de încălzire.

ANUNŢ IMPORTANT

RENEL - Filiala Electrocentrale Suceava, cu sediul în municipiul Suceava, str. Energeticianului nr.1, judeţul Suceava, cod poştal 5800, cod SIRUES 1209580, telefon 030/257997, int.139, fax 030/257066, telex 23319, organizează la data de 24.05.1995, ora 11,00, LICITAŢIE PUBLICĂ DESCHISĂ, pentru achiziţionarea a trei buc. boilere de vârf cu S - 550 m^2 P apă/abur - 18/15 bar T apă/abur - 150°/350° C, având ţevi din inox şi plăci tubulare placate cu inox.

Ofertanţii vor transmite prin telex, fax sau adresă, cererea de înscriere pe lista ofertanţilor potenţiali până la data de 28.04.1995.

Documentaţia licitaţiei (în valoare de 20.000 lei) se va pune la dispoziţia ofertanţilor, care au înaintat cerere, începând cu data de 28.04.1995, de la sediul FE Suceava .

ANUNȚ IMPORTANT

RENEL - Filiala Electrocentrale Suceava, cu sediul în municipiul Suceava, str. Energeticianului nr.1, județul Suceava, cod poștal 5800, cod SIRUES 1209580, telefon 030/257997, int.139, fax 030/257066, telex 23319, organizează la data de 24.05.1995, ora 11,00, LICITAȚIE PUBLICĂ DESCHISĂ, pentru achiziționarea a trei buc. boilere de vârf cu S - 550 m^2 P apă/abur - 18/15 bar T apă/abur - 150°/350° C, având țevi din inox și plăci tubulare placate cu inox.

Ofertanții vor transmite prin telex, fax sau adresă, cererea de înscriere pe lista ofertanților potențiali până la data de 28.04.1995.

Documentația licitației (în valoare de 20.000 lei) se va pune la dispoziția ofertanților care au înaintat cerere, începând cu data de 28.04.1995, de la sediul FE Suceava .

Schimbătoarele de căldură tubulare tip IPB au realizat, în timpul funcţionării, coeficienţi globali de transfer al căldurii de circa 1,5-4 ori mai mici decât cei teoretici, determinaţi pe baza relaţiilor analitice de calcul indicate de producătorul acestor aparate (ICMA Bucureşti).

Trebuie menţionat, însă, că aceste rezultate sunt datorate, în principal, performanţelor tehnice ale celor două tipuri de schimbătoare, dar au fost puternic influenţate de regimurile de funcţionare, care nu au fost absolut identice, şi de starea tehnică diferită a echipamentelor.

Un rezultat important al măsurătorilor efectuate de INCERC se referă la efectul pe care îl poate avea utilizarea schimbătoarelor de căldură cu plăci asupra întregului sistem de termoficare. S-a constatat că, în condiţiile funcţionale înregistrate în timpul experimentărilor, schimbătoarele de căldură cu plăci au realizat o mai bună răcire a agentului termic primar, ecartul de temperatură mărindu-se cu până la $4^{o}C$. Acest aspect a dus la creşterea cantităţii de căldură preluată de punctul termic din sistemul de termoficare cu până la 8%, pentru acelaşi debit de agent termic primar.

Un alt program experimental desfăşurat în acelaşi punct termic în colaborare cu Universitatea "Politehnica" Bucureşti, a avut drept scop determinarea caracteristicilor termo-hidraulice ale schimbătoarelor de căldură cu plăci tip M6-MFG şi M10-BFG.

Relaţia stabilită de Catedra de Centrale electrice din Universitatea "Politehnica" Bucureşti pentru determinarea coeficientului de transfer de căldură prin convecţie al schimbătorului M10-BFG este următoarea:

$$\alpha = 9{,}106 \cdot \frac{\lambda}{\nu^{0{,}698}} \cdot D^{0{,}698} \cdot Pr^{0{,}43} \left(\frac{Pr}{Pr_p} \right)^{0.25} \quad [W/m^2 \cdot K] \quad (1)$$

în care:

λ este conductivitatea termică a fluidului la temperatura medie a acestuia $[W/m^{o}C]$;

D - debitul de agent termic $[m^3/h]$;

ν - vâscozitatea cinematică a agentului termic la temperatura medie a acestuia $[m^2/s]$;

Pr - numărul Prandtl la temperatura medie a agentului termic;

Pr_p - numărul Prandtl la temperatura medie a plăcii.

Pentru determinarea pierderilor de presiune a agentului termic la schimbătorul M 10-BFG; acelaşi studiu stabileşte următoarea formulă:

$$\Delta p = 0{,}5198 \cdot D^{1{,}788}, \quad [mmHg] \quad (2)$$

în care:

D este debitul de agent $[m^3/h]$.

Pentru schimbătorul de căldură cu plăci tip M 6-BFG, cele două relaţii de calcul sunt similare cazului precedent, valorile determinate pentru coeficienţi şi exponenţi fiind diferite.Relaţiile stabilite sunt:

$$\alpha = 28{,}446 \frac{\lambda}{\nu^{0{,}671}} D^{0{,}671} Pr^{0{,}43} \left(\frac{Pr}{Pr_p} \right)^{0{,}25} \quad [W/m^2k] \quad (3)$$

$$\Delta p = 3{,}81 \cdot D^{1{,}824} \quad [mmHg] \quad (4)$$

în care semnificaţiile sunt cele de mai sus.

Aceste relaţii sunt valabile exclusiv pentru schimbătoarele de căldură testate în punctul termic PT 7 Moşilor, un schimbător cu alt tip de placă sau alt aranjament al plăcilor fiind caracterizat de alte relaţii termo-hidraulice de funcţionare.

Performanţele termice scăzute şi fiabilitatea redusă, realizate în exploatare de către schimbătoare de căldură tubulare, au constituit argumentele pentru multe unităţi de distribuţie a căldurii de a iniţia utilizarea schimbătoarelor cu plăci în punctele termice din cadrul sistemelor centralizate de alimentare cu căldură.

Ca urmare, în oraşe cum ar fi: Bucureşti, Cluj, Oradea, Timişoara, Cernavodă etc. au fost instalate diferite tipuri de schimbătoare de căldură cu plăci, produse de firme din ţară sau străinătate, atât pentru încălzire, cât şi pentru prepararea apei calde de consum.

Referitor la comportarea în funcţionare a acestora, deşi perioada lor de exploatare nu a depăşit 2 ani, unităţile de distribuţie a energiei termice din oraşele menţionate mai sus au ajuns la constatări asemănătoare.

Datorită concepţiei acestor schimbătoare de căldură, cele mai multe tipuri de plăci sunt proiectate astfel încât în canalele formate de acestea, regimul de curgere prezintă o turbulenţă

sporită. Astfel, pentru numere "Re" foarte scăzute (sub 300), regimul de curgere este încă turbulent. Coeficientul global de transfer al căldurii are valori mai ridicate decât la alte tipuri de aparate.

O observaţie importantă se referă la faptul că schimbătoarele de căldură cu plăci realizează diferenţe de temperatură mici între ieşirea fluidului încălzit şi intrarea fluidului încălzitor, care pot ajunge până la 1-2°C.

Ecarturile de temperatură obţinute de agenţii termici primar şi, respectiv, secundar sunt mai mari, decât în cazul schimbătoarelor de căldură tubulare.

În comparaţie cu alte tipuri, schimbătoarele de căldură cu plăci pot realiza aceeaşi sarcină termică cu o suprafaţă de schimb de căldură mai mică, spaţiul ocupat fiind, de asemenea, redus.

Datorită distribuţiei uniforme a fluidelor, precum şi turbulenţei foarte ridicate, schimbătoarele de căldură cu plăci sunt relativ puţin afectate de murdărire, iar datorită modului de asamblare, prin garnituri, aceste schimbătoare pot fi desfăcute complet şi curăţate prin spălare sau periere.

Se menţionează faptul că la aceste aparate se poate modifica suprafaţa de schimb de căldură prin schimbarea numărului de plăci.

Reglarea temperaturilor de ieşire din schimbătorul de căldură cu plăci se poate realiza mai bine datorită timpului de răspuns mult mai mic al acestui tip de schimbător.

S-a putut observa, de asemenea, că, faţă de schimbătoarele tubulare, schimbătoarele de căldură cu plăci produc o pierdere de presiune mai mare a agentului termic, pe aceleaşi valori ale debitului agentului termic.

Luând în considerare toate aspectele prezentate mai sus, rezultă că trebuie acordată o mare atenţie alegerii tipului adecvat de schimbător de căldură cu plăci, care urmează să fie integrat în schema unui punct termic. În acest scop, este necesară cunoaşterea, atât a performanţelor sale tehnice, cât şi comportarea la diferite regimuri de funcţionare în cadrul schemei respective.

2. Calcule termice şi hidraulice privind funcţionarea unui punct termic urban echipat cu schimbătoare de căldură cu plăci sau tubulare

Constatările prezentate mai sus au condus la necesitatea studierii şi evaluării principalelor implicaţii tehnico-economice ale utilizării schimbătoarelor de căldură cu plăci în sistemele de alimentare centralizată cu căldură existente în ţara noastră.

Analiza s-a realizat pe baza proiectelor tip de puncte termice urbane întocmite de IPCT pentru capacităţi de 2,9 MW (2,5 Gcal/h), 5,8 MW (5,0 Gcal/h) şi 8,7 MW (7,5 Gcal/h).

Dimensionarea schimbătoarelor de căldură cu plăci utilizate pentru încălzire şi prepararea apei calde de consum a fost realizată luând în considerare tipurile de schimbătoare produse de S.C. ICPIAF S.A. Cluj - Napoca.

Pentru calculul termic şi hidraulic al schimbătoarelor de căldură tubulare au fost utilizate relaţiile analitice indicate de producător prin catalogul de fabricaţie al aparatelor, considerându-se suprafeţele prevăzute în proiectele tip.

S-a studiat funcţionarea punctelor termice cu capacităţile precizate mai sus, în două regimuri distincte: maxim de iarnă şi regimul mediu de vară.

Pentru exemplificare, în tabelele 1 şi 2 sunt prezentate mărimile utilizate în calcul şi parametrii funcţionali determinaţi pentru regimurile menţionate în cazul unui punct termic cu capacitatea de 2,9 MW (2,5 Gcal/h). Precizăm că, în conformitate cu proiectele tip IPCT de puncte termice urbane, schimbătoarele de căldură pentru încălzire sunt de tipul B-31 OL - 4x4 m, iar pentru apă caldă de consum sunt de tipul B-31 Am-8x4 m. Varianta cu schimbătoare de căldură cu plăci este calculată pentru tipul de placă VX 3 produs de S.C. ICPIAF S.A. Cluj - Napoca.

Din analiza valorilor redate în tabelele 1 şi 2 rezultă următoarele constatări:

- schimbătoarele de căldură cu plăci pot fi utilizate pentru transferarea căldurii, în condiţii de echivalenţă, cu schimbătoarele tubulare, din punctul de vedere al cantităţilor de căldură utile (la consumator);
- în cazul echipării punctelor termice cu schimbătoare de căldură cu plăci, suprafeţele totale de transfer necesar a fi instalate sunt cu circa 50 % mai mici decât cele prevăzute în proiectele tip de puncte termice;
- înlocuirea schimbătoarelor tubulare din punctele termice cu schimbătoare de căldură cu plăci conduce la o reducere a suprafeţei ocupate (în plan) cu circa 45 %;
- debitul de agent termic primar necesar funcţionării punctului termic prevăzut cu schimbătoare de căldură cu plăci se reduce faţă de

cel aferent variantei de utilizare a schimbătoarelor de căldură tubulare cu circa 13 %, în regimul de iarnă, respectiv cu circa 10 %, în regimul de vară, iar temperatura agentului termic primar la ieşirea din punctul termic se reduce cu aproximativ 5°C;

Tabelul 1

Principalii indicatori ai unui punct termic urban echipat cu schimbătoare de căldură tubulare sau cu plăci. Regimul maxim iarnă

Nr. crt	Mărimea	U.M.	Schimbătoare tubulare	Schimbătoare cu plăci
1	Necesar maxim orar de căldură încălzire	MW	2,9	2,9
2	Debit agent termic secundar încălzire	kg/s	34,72	34,72
3	Temperatură agent termic secundar ducere	°C	95	95
4	Temperatură agent termic secundar întoarcere	°C	75	75
5	Debit agent termic primar	kg/s	10,277	9,68
6	Temperatură agent termic primar ducere	°C	149	149
7	Temperatură agent termic primar ieşire încălzire	°C	81,5	77,25
8	Suprafaţă totală de schimb de căldură încălzire	m^2	109,6	60,90
9	Necesar mediu orar de apă caldă de consum	MW	0,58	0,58
10	Debit de apă caldă de consum	kg/s	2,525	2,525
11	Temperatură de intrare apă caldă de consum	°C	5	5
12	Temperatură de ieşire apă caldă de consum	°C	60	60
13	Suprafaţă totală de schimb de căldură treapta I apă caldă de consum	m^2	44,4	23,10
14	Debit de agent termic primar ce trece prin treapta I apă caldă de consum	kg/s	9,558	9,611
15	Temperatură agent termic primar ieşire PT	°C	67,98	62,97
16	Pierdere de presiune agent termic primar pe punct termic	kPa	38,56	65,35
17	Pierdere de presiune agent termic secundar încălzire	kPa	3,03	11,30
18	Pierdere de presiune apă caldă de consum	kPa	10,91	16,73

- pierderea de presiune realizată pe circuitul primar al punctului termic în regimul de iarnă este mai mare în cazul variantei de echipare a acestuia cu schimbătoare de căldură cu plăci faţă de varianta cu schimbătoare de căldură tubulare cu circa 17 %; în regimul de vară, datorită vitezei reduse de circulaţie a agentului termic primar prin schimbătoarele de căldură tubulare, variantă adoptată în cazul proiectelor tip de puncte termice, utilizarea schimbătoarelor de căldură cu plăci conduce la realizarea unor pierderi de presiune în circuitul primar de circa 12 ori mai mari. Se menţionează însă că, în valoare absolută, aceste pierderi nu depăşesc 45 kPa.

Tabelul 2

Principalii indicatori ai unui punct termic urban echipat cu schimbătoare de căldură tubulare sau cu plăci. Regimul mediu vară

Nr. crt.	Mărimea	U.M.	Schimbătoare tubulare	Schimbătoare cu plăci
1	Necesar mediu orar de apă caldă de consum	MW	0,58	0,58
2	Debit de apă caldă de consum	kg/s	3,086	3,086
3	Temperatură apă caldă de consum intrare	°C	15	15
4	Temperatură apă caldă de consum ieşire	°C	60	60
5	Debit de agent ternic primar	kg/s	2,993	2,683
6	Temperatură agent termic primar intrare	°C	70	70
7	Temperatură agent termic primar ieşire	°C	23,6	18,23
8	Suprafaţă schimb de căldură apă caldă de consum (treptele I + II)	m^2	88,8	34.65
9	Pierdere de presiune agent termic primar	kPa	3,5	44,55
10	Pierdere de presiune apă caldă de consum	kPa	25,14	18,60

O implicaţie favorabilă a utilizării schimbătoarelor de căldură cu plăci asupra sistemului de transport şi distribuţie a apei fierbinţi o are reducerea debitului de agent termic primar. Calculele efectuate pentru un sistem de mărimea celui din oraşul Constanţa arată că reducerea debitului cu 10 % are ca efect scăderea pierderii de presiune în întregul sistem de alimentare cu căldură cu aproximativ 16 %, conducând totodată la reducerea puterii electrice de pompare cu aproximativ 25 % iarna şi 12 % vara.

Un alt aspect favorabil al utilizării schimbătoarelor de căldură cu plăci îl constituie

scăderea temperaturii agentului termic primar pe întoarcere, care, în cazul în care sursa de căldură este o centrală electrică de termoficare, duce la creşterea indicelui de termoficare.

Astfel, pentru ciclurile cu turbine cu abur cele mai frecvent utilizate în ţara noastră, având parametrii iniţiali p = 12,5 MPa şi t = 540°C, scăderea temperaturii pe întoarcere a apei fierbinţi cu 5°C poate duce la creşterea indicelui de termoficare cu 0,015 kWh/kWh (17 kWh/Gcal).

Concluzii

Lucrarea a pus în evidenţă rezultate ale unor măsurători şi calcule, care demonstrează necesitatea şi oportunitatea utilizării schimbătoarelor de căldură cu plăci în punctele termice, din sistemele de alimentare centralizată cu căldură.

Au fost subliniate principalele avantaje pe care le prezintă schimbătoarele de căldură cu plăci, dintre care se menţionează: eficienţa ridicată a transferului de căldură, realizarea unor diferenţe mici între temperatura de intrare a agentului termic încălzitor şi temperatura de ieşire a agentului termic încălzit, realizarea unui ecart mare de temperatură pe circuitul primar, volum şi greutate reduse, posibilităţi de intervenţie şi curăţare rapidă etc.

Alegerea schimbătoarelor cu plăci impune o bună cunoaştere a comportării acestora în cadrul schemelor de puncte termice unde urmează să funcţioneze în diferite regimuri care apar în exploatare.

Integrarea acestor echipamente în cadrul sistemelor centralizate de alimentare cu căldură poate determina unele efecte favorabile asupra funcţionării întregului sistem, cum ar fi: reducerea debitului de agent termic primar vehiculat, ceea ce antrenează scăderea puterii şi energiei electrice consumate pentru pompare, reducerea temperaturii agentului termic primar la ieşirea din punctul termic, ceea ce creează posibilitatea creşterii cantităţii de energie electrică produse în regim de termoficare.

Întrucât mărimea acestor efecte depinde, în primul rând, de tipul schimbătoarelor de căldură cu plăci, este necesară cunoaşterea caracteristicilor termo-hidraulice ale acestora pentru stabilirea comportării lor la diferite regimuri de funcţionare.

În acest scop, sunt necesare programe experimentale noi, pentru determinarea, pe bază de măsurători, a caracteristicilor termo-hidraulice ale tuturor tipurilor de schimbătoare de căldură cu plăci integrate sau care urmează să fie instalate în punctele termice din cadrul sistemelor centralizate.

BIBLIOGRAFIE

[1] Leca, A. *Îndrumar de proiectare a schimbătoarelor de căldură cu plăci*, Editura Tehnică, 1991.

[2] Stan, M., Carabogdan, I. Gh., *Schimbătoare de căldură cu plăci*. In: ENERG, nr.4, 1987

[3] x x x *Oferte pentru achiziţionarea schimbătoarelor de căldură cu plăci ale firmelor Alfa-Laval, APV, CIAT, ICPIAF.*

[4] Athanasovici, V. *Termoenergetică industrială şi termoficare*. Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1981.

Referent: prof. dr. ing. Adrian Badea - Universitatea "Politehnica", Bucureşti

(Primit la 14 ianuarie 1995, acceptat la 13 februarie 1995)

Cuprinsul revistei ENERGETICA nr.1, seria B, pe anul 1995 :

VASILE RUGINĂ: Masă rotundă "Aplicarea managementului energiei la utilizatori în România"

EUGENIU PAVEL, COSTIN LIVIU RUCĂREANU : DSM în condiţiile ţărilor cu economie în tranziţie

GHEORGHE INDRE, DUMITRU MANEA: Demand Side Management - pro şi contra

EMIL COSTIN, OANA POPESCU : Managementul utilizării energiei în România. Concepţia românească, realizări, perspective

JEAN CONSTANTINESCU, VASILE RUGINĂ: Soluţii de aplicare a DSM în sistemul energetic din România

NICOLAE DUMITRU, MIHĂILESCU ALICE: Utilizarea tehnologiilor cu microunde în industrie

GHEORGHE INDRE, DUMITRU MANEA : Aspecte ale promovării tarifelor inovatoare pentru energia electrică

HARALAMBIE CRISTEA, MIHAI IVAN, MIRELA BEŞLIU : O soluţie modernă de aplicare a conceptului DSM la marii consumatori industriali de energie electrică: "Sistem de gestiune a energiei electrice asistat de calculator"

MANIFESTĂRI TEHNICO-ŞTIINŢIFICE

DUMITRU MANEA: Conferinţa internaţională DA/DSM Europe'94

RECENZII

DANA CHIRVASE: Arie A. Arie, C. Neguş, Carmen Golovanov, N. Golovanov: Poluarea cu armonici a sistemelor electroenergetice funcţionînd în regim permanent simetric

DE PERSONIS

Se prezintă modelele matematice care descriu regimurile hidraulice ale punctelor termice din sistemul de alimentare centralizată cu căldură a consumatorilor de încălzire şi de apă caldă de consum. Punctul termic este considerat ca un ansamblu de rezistenţe hidraulice serie-paralel ale elementelor componente: schimbătoare de căldură, pompe, hidroelevatoare, conducte, vane, regulatoare. Se consideră regimurile nominale stabilizate. Se au în vedere schemele uzuale de puncte termice centralizate, din punctul de vedere al racordării consumatorilor de încălzire şi al preparării apei calde.

MODELAREA REGIMURILOR HIDRAULICE NENOMINALE, STABILIZATE ALE ANSAMBLURILOR PUNCTELOR TERMICE

There are presented mathematical models which are describing the hydraulic working conditions of the thermic substations from the centralized heat and hot water supplying systems. The thermic substation is considered as an ensemble of serial-parallel hydraulic resistances of the following component elements: heat exchangers, pumps, hydroelevators, pipes, valves, regulators. There are considered the stabilized not rated working conditions. From the point of view of connecting the heat consumers and of preparing the hot water, there are taken into account the usual schemes of the centralized thermic substation.

prof. dr. ing. VICTOR ATHANASOVICI, ing. SOTIR DUMITRESCU, as. ing. ROXANA PĂTRAŞCU, as. ing. CRISTIAN CIUCAŞU*

Descriptori: distribuţia energiei termice, modelare regimuri hidraulice

Consideraţii generale

Majoritatea lucrărilor de specialitate [1,2] tratează punctul termic în condiţiile nominale de funcţionare avute în vedere la proiectare. În practică, însă, instalaţiile ce compun un punct termic sunt supuse, cea mai mare parte din timp, la regimuri de funcţionare diferite de cele nominale. Ca urmare, comportarea lor este cu mult diferită de cea estimată la proiectare.

Ţinându-se seama de aceste aspecte, ca şi de faptul că punctul termic este "interfaţa" între reţeaua primară de transport şi distribuţie şi consumatori, rezultă că el - ca ansamblu de instalaţii - este supus la modificări ale regimurilor de funcţionare determinate de ambele părţi. Răspunsul la aceste modificări, privind numai regimurile hidraulice, reprezintă noutatea şi obiectul prezentului articol.

Punctele termice sunt constituite dintr-un număr de rezistenţe hidraulice constante (schimbătoare de căldură, pompe, hidroelevatoare, conducte) şi variabile (regulatoare de debit şi de temperatură) legate în serie şi/sau paralel [3,4].

Rezistenţa echivalentă a "n" rezistenţe hidraulice diferite legate în serie este:

$$R_{e,PT} = \sum_{j=1}^{n} R_j, \qquad (1)$$

iar pentru cele legate în paralel:

$$\frac{1}{\sqrt{R_{e,PT}}} = \sum_{j=1}^{n} \frac{1}{\sqrt{R_j}} \qquad (2)$$

Ecuaţia hidraulică a punctului termic este [2]:

$$\Delta h_{PT} = R_{e,PT} * \left(\frac{G_1^2}{\rho_1} \right)^2 \qquad (3)$$

* Facultatea de Energetică, Universitatea "Politehnica", Bucureşti

unde:

$R_{e,PT}$ este rezistenţa hidraulică echivalentă a punctului termic, în $m^* s^2/m^6$;

G_1 - debitul total de apă de reţea pentru punctul termic, în kg/s;

ρ_1 - densitatea apei pe conducta de tur, în kg/m^3;

Δh_{PT} - disponibilul de presiune la racordul punctului termic.

Modelarea regimurilor hidraulice ale sistemelor de termoficare se face pentru două cazuri distincte, diferenţiate prin ipotezele asupra mărimilor cunoscute, respectiv obţinute din model:

Cazul a. Se cunosc regimul hidraulic din reţeaua de termoficare (disponibilul de presiune Δh_{PT} pentru toate punctele termice) şi caracteristicile constructive ale punctelor termice (tipul acestuia şi rezistenţele hidraulice ale elementelor componente). Modelarea regimurilor hidraulice permite determinarea debitelor de agent termic livrate consumatorilor de încălzire şi apă caldă.

Cazul b. Se cunosc debitele de agent termic cerute de consumatorii de încălzire şi de apă caldă şi caracteristicile constructive ale punctelor termice, prin modelare rezultând disponibilul de presiune necesar la fiecare punct termic.

Cele cinci moduri diferite de racordare în circuit închis a consumatorilor de apă caldă (o treaptă serie, o treaptă paralel, două trepte serie-paralel în două variante şi două trepte serie-serie), precum şi cele cinci posibilităţi de racordare a consumatorilor de încălzire (indirect, direct cu hidroelevator şi trei variante de racordare directă cu pompă de amestec) permit realizarea a 25 de tipuri de puncte termice diferite, ce trebuie modelate hidraulic. Pentru reducerea numărului de cazuri, punctul termic se consideră constituit din două module distincte, şi anume: modulul instalaţiilor de încălzire şi, respectiv, modulul instalaţiilor de apă caldă menajeră [1, 4].

Procesul de modelare a regimului hidraulic al unui punct termic cuprinde, deci, două etape:

- modelarea hidraulică a instalaţiilor de încălzire, stabilindu-se rezistenţa hidraulică echivalentă a acestora R_{ei} (exclusiv regulatorul de debit);

- modelarea hidraulică propriu-zisă a punctului termic, în modelul rezultant consumatorii de încălzire intervenind ca o rezistenţă hidraulică globală cunoscută (determinată anterior).

În toate variantele analizate, rezistenţele hidraulice ale porţiunilor de conductă din cadrul punctului termic, care în schemele echivalente de calcul hidraulic sunt înseriate cu celelalte elemente (hidroelevator, pompă, schimbător de căldură etc.) sunt neglijate în raport cu rezistenţele hidraulice ale acestor elemente, datorită valorilor lor mult mai mici.

1. Modelarea instalaţiilor de încălzire din punctele termice

1.1. Racordarea directă cu hidroelevator a instalaţiilor de încălzire

Schemele cu racordare directă cu hidroelevator şi de calcul hidraulic sunt prezentate în figura 1 a şi b [2, 3]. Notaţiile folosite au următoarele semnificaţii:

Δh_i - disponibilul de presiune înaintea hidroelevatorului;

Δh_c - disponibilul de presiune la racordul consumatorilor de încălzire;

R_e , R_{cs} - rezistenţa hidraulică a hidroelevatorului, rezistenţa hidraulică a consumatorilor de încălzire;

G_1, G_2, G_3 - debitele masice: pe tur, de injecţie, respectiv de amestec, ce străbat consumatorii de încălzire.

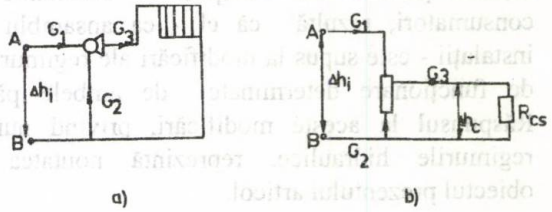


Fig.1. Racordarea cu hidroelevator: a) schema principială de racordare a instalaţiilor de încălzire cu hidroelevator; b) schema de calcul hidraulic

Modelul regimului hidraulic al instalaţiilor de încălzire racordate direct cu hidroelevator are la bază următoarele relaţii [2]:

$$\Delta h_i = R_e * \left(\frac{G_1}{\rho_1}\right)^2 \quad (4)$$

$$\Delta h_o = R_{cs} * \left(\frac{G_3}{\rho_3}\right)^2 \quad (5)$$

$$\Delta h_c = R_{cs} * (1+u)^2 * \left(\frac{G_1}{\rho_1}\right)^2 \quad (6)$$

$$R_{cs} = \frac{1}{17.7 * S_a * S_{am} * (1+u)^2} *$$

$$\left[1.75 + 0.7 * \frac{S_a}{S_{am} - S_a} * u^2 - 1.07 \frac{S_a}{S_{am}} * (1-u)^2\right] * \frac{1}{3600^2}$$

$$R_e = 7.05 * 10^{-3} \frac{1}{3600^2} d_e^{-4} \qquad \left[m * s^2 / m^6\right]$$

unde:

u - este coeficientul de amestec al hidroelevatorului:

$$u = G_1 G_2;$$

S_a, S_{am}, d_e - caracteristicile constructive ale hidroelevatorului;

ρ_1, ρ_3 - densitatea apei pe conductele prin care circulă debitul G_1, respectiv G_3.

Modelarea regimului hidraulic se face utilizând relaţiile (4) şi (5), pentru cazul a, şi relaţiile (4) şi (6), pentru cazul b.

2. Racordarea directă cu pompa de amestec amplasată pe bareta de legătură tur - retur a instalaţiilor de încălzire

Schemele de racordare directă cu pompă de amestec amplasate pe bareta de legătură tur-retur şi de calcul hidraulic sunt prezentate în figura 2 *a* şi *b* [2, 4]. Notaţiile folosite au următoarele semnificaţii:

Δh_i - disponibilul de presiune dinaintea pompei de amestec;

G_1, G_2, G_3 - debitele masice: pe conducta de tur, vehiculat de pompă, respectiv de amestec, ce străbat instalaţiile de încălzire;

R_p, R_r, R_{cs} - rezistenţele hidraulice ale: pompei de amestec, regulatorului de pe bareta de legătură tur-retur (variabilă), consumatorilor de încălzire.

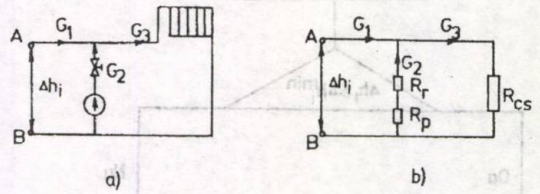


Fig.2. Racordarea cu pompă de amestec: a) schema principială de racordare directă a instalaţiilor de încălzire cu pompă de amestec amplasată pe bareta de legătură tur-retur; b) schema de calcul hidraulic.

Modulul regimului hidraulic al instalaţiilor de încălzire racordate direct cu pompă de amestec amplasată pe bareta de legătură tur-retur, are la bază următoarele relaţii:

$$\Delta h_i = H^o - (R_p + R_r) * \left(\frac{G_2}{\rho_2}\right)^2 \quad (7)$$

$$\Delta h_i = R_{cs} * \left(\frac{G_3}{\rho_3}\right)^2 = R_{ce} * \left(\frac{G_1}{\rho_1}\right)^2 * (1+u_p)^2 \quad (8)$$

$$R_{ei} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{R_{cs}}} + \frac{1}{\sqrt{R_r + R_p}}\right)^2} \quad (9)$$

unde:

$u_p = G_2/G_1$ este coeficientul de amestec al pompei;

H^o - înălţimea statică de pompare a pompei;

R_p -rezistenţa hidraulică interioară a pompei;

ρ_1, ρ_2, ρ_3 - densitatea apei pe tur, pe bareta de legătură tur-retur, prin consumatorii de încălzire;

R_{ei} - rezistenţa hidraulică echivalentă a instalaţiilor consumatoare de încălzire racordate direct cu pompă de amestec amplasată pe bareta de legătură tur-retur.

Algoritmul de calcul hidraulic este prezentat în schema logică din figura 3 (pentru cazul a), iar pentru cazul b modelarea hidraulică are la bază relaţia (8), (Δh_i calculat trebuie să îndeplinească condiţia $\Delta h_i \geq \Delta h_i^{min}$).

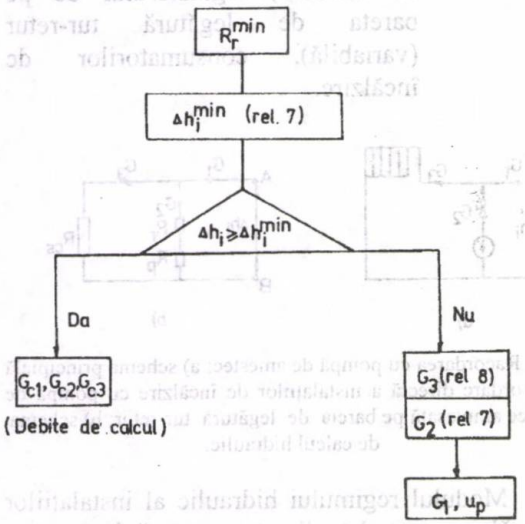


Fig.3. Schema logică de calcul al debitelor G_1, G_2, G_3 când se cunoaşte disponibilul de presiune Δh_i, în cazul modelării hidraulice a instalaţiilor de încălzire racordate direct cu pompa de amestec amplasată pe bareta de legătură tur-retur.

3. Racordarea directă cu pompă de amestec amplasată pe conducta de tur (retur), a instalaţiilor de încălzire

Schemele de racordare directă cu pompă de amestec amplasată pe tur (retur) şi de calcul hidraulic sunt prezentate în figura 4 *a* şi *b*[2] .

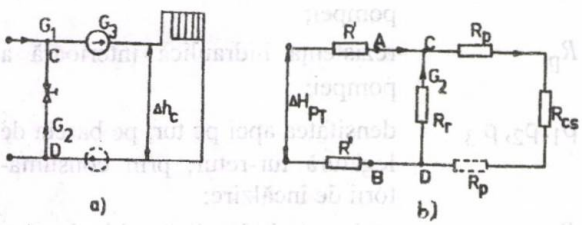


Fig.4. Racordarea directă cu pompă de amestec : a) schema principială de racordare directă a instalaţiilor de încălzire cu pompă de amestec amplasată pe tur (retur poziţia punctată); b) schema de calcul hidraulic.

Notaţiile folosite în figura 4 *a* şi *b* au aceleaşi semnificaţii ca la pct. 2.

Modelul regimului hidraulic al instalaţiilor de încălzire racordate direct cu pompă de amestec amplasată pe tur (retur), are la bază următoarele relaţii:

$$H^o = \left(R_p + R_{cs}\right) * \left(\frac{G_3}{\rho_3}\right)^2 + R_r * \left(\frac{G_2}{\rho_2}\right)^2 \qquad (10)$$

$$G_1 + G_2 = G_3 \qquad (11)$$

$$R_{ei} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{R_r}} + \frac{1}{\sqrt{R_p + R_{cs}}}\right)^2} \qquad (12)$$

Mărimile: H^0, R_p, R_{cs}, R_r, ρ_1, ρ_2, ρ_3, G_1, G_2, G_3 cu aceeaşi semnificaţie ca în paragrafele anterioare;

Δh_c reprezintă disponibilul de presiune la racordul consumatorilor de încălzire;

R_{ei} - rezistenţa hidraulică echivalentă a instalaţiilor consumatoare de încălzire racordate direct, cu pompă de amestec amplasată pe tur (retur).

Amplasarea pompei de amestec pe tur sau retur (vezi fig.4 poziţia rezistenţei hidraulice R_p) nu influenţează modelul de calcul hidraulic datorită proprietăţii de comutativitate a adunării $R_p + R_c = R_{cs} + R_p$ (vezi relaţia 10).

În cazul absenţei regulatorului de pe bareta de legătură (vezi fig.3 *b* - $R_r = 0$) se ia în consideraţie rezistenţa hidraulică a acestei conducte- R_c- în schema de calcul hidraulic (fig.3 *b*) în locul lui R_r fiind reprezentată rezistenţa R_c.

Relaţiile (10) şi (12) devin:

$$H^0 = (R_p + R_{cs}) * \left(\frac{G_3}{\rho_3}\right)^2 + R_c * \left(\frac{G_2}{\rho_2}\right)^2 \qquad (13)$$

$$R_{ei} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{R_c}} + \frac{1}{\sqrt{R_p + R_{cs}}}\right)^2} \qquad (14)$$

La intrarea în punctul termic $\Delta h_i < 0$ (presiunea în punctul D este mai mare decât presiunea în punctul C). Graficul piezometric pentru cazul amplasării pompei de amestec pe tur este prezentat în figura 5.

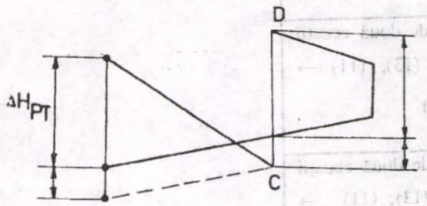


Fig.5. Graficul piezometric în cazul racordării instalaţiilor de încălzire cu pompă de amestec amplasată pe tur,

$$(R_p + R_{cs})\left(\frac{G_3}{\rho_3}\right)^2 ; \quad R_r\left(\frac{G_2}{\rho_2}\right)^2 ; \quad R_c\left(\frac{G_2}{\rho_2}\right)^2$$

Considerând:

$\Delta H_{PT} > 0$ - disponibilul de presiune de la punctul termic anterior;

R' şi R'' - rezistenţele hidraulice de la punctul termic anterior la cel considerat, se poate scrie relaţia:

$$\Delta H_{PT} + R_r * \left(\frac{G_2}{\rho_2}\right)^2 = (R'+R'') * \left(\frac{G_1}{\rho_1}\right)^2 \qquad (15)$$

sau, în cazul absenţei regulatorului pe bareta de legătură tur-retur:

$$\Delta H_{PT} + R_c * \left(\frac{G_2}{\rho_2}\right)^2 = (R'+R'') * \left(\frac{G_1}{\rho_1}\right)^2 \qquad (16)$$

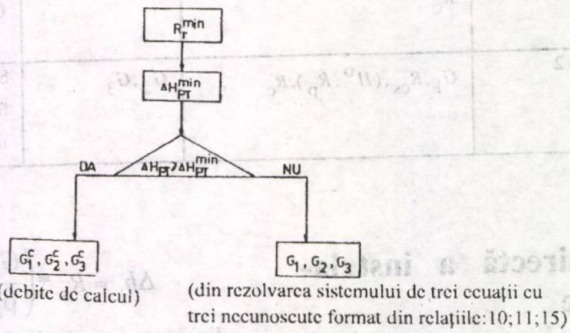


Fig.6. Schema logică de calcul al debitelor G_1, G_2, G_3 cunoscând disponibilul de presiune ΔH_{PT} de la punctul termic anterior celui studiat.

Algoritmul de calcul hidraulic este prezentat în tabelul 1.

Tabelul 1

Modelarea hidraulică a instalaţiilor de încălzire racordate direct cu pompă de amestec amplasată pe tur

Tip schemă	Cazuri analizate	Mărimi cunoscute	Mărimi necunoscute	Algoritm de calcul
1	2	3	4	5
1. Cu regulator pe bareta tur-retur	Caz a	$\Delta H_{PT}, R', R'', R_{cs}(H^0, R_p), R_{min_r}$	G_1, G_2, G_3	Se defineşte, corespunzător poziţiei deschis complet a regulatorului, rezistenţa hidraulică minimă a acestuia R_{min_r}. Schema logică de calcul al debitelor G_1, G_2, G_3 este prezentată în figura 3
	Caz b 1	$G_3, R_{cs}, (H^0, R_p) R_{min_r}$	G_1, G_2	Cunoscând mărimile: H^0, R_p, R_{cs}, $R_r \rightarrow G_2 / G_3$ (din rezolvarea sistemului de două ecuaţii format din relaţiile (10),(11)) $\rightarrow u_p = G_2 / G_1$
	Caz b 2	$G_1 (G_1 = G_{CET} - \sum_{i=1}^{n-1} G_{PTi})$ $R_{min_r}, R_{cs}, (H^0, R_p)$	G_2, G_3	Cunoscând mărimile: G_1, H^0, R_p, R_{cs}, $R_r \rightarrow G_2, G_3$ (din rezolvarea sistemului format din relaţiile (10) şi (11))

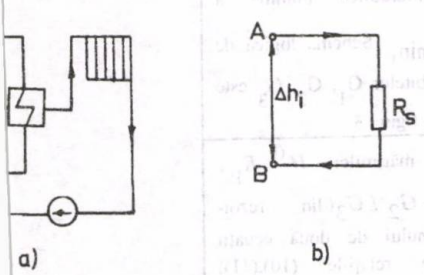
Tabelul 1 (continure)

	2	3	4	5
gulator pe ur	Caz a	$\Delta H_{PT}, R', R'', R_{cs}, (H^o, R_p), R_c$	G_1, G_2, G_3	Se rezolvă sistemul format din relaţiile (13), (14), (16)
	Caz b 1	$G_3, R_{cs}, (H^o, R_p)$ R_c	G_1, G_2	Se rezolvă sistemul de două ecuaţii format din relaţiile (13), (11) → $G_1, G_2, u_p = G_2 / G_1$
	Caz b 2	$G_1, R_{cs}, (H^o, R_p), R_c$	G_2, G_3	Se rezolvă sistemul de două ecuaţii format din relaţiile (13); (11) → $u_p = G_2 / G_1$

rdarea indirectă a instala- de încălzire

nele de racordare indirectă şi de calcul nt prezentate în figura 7 *a* şi *b* [2].
iile din figura 7 *a* şi *b* au următoarele :

intă rezistenţa hidraulică a schimbătorului de căldură pentru încălzire;
disponibilul de presiune înainte de schimbătorul de căldură pentru încălzire;
debitul masic de apă care circulă prin schimbătorul de căldură pentru încălzire;
densitatea apei.



ea indirectă: a) schema principială de ctă a instalaţiilor de încălzire; b) schema de calcul hidraulic.

l regimului hidraulic al instalaţiilor racordate indirect are la bază

$$\Delta h_i = R_s * \left(\frac{G_1}{\rho_1}\right)^2, \qquad (17)$$

din care, cunoscând disponibilul de presiune - Δh_i şi rezistenţa hidraulică a schimbătorului de căldură pentru încălzire (cazul a), se determină debitul G_1; iar în situaţia în care se cunosc debitul G_1; şi rezistenţa R_s (cazul b), se determină disponibilul de presiune Δh_i.

Cele mai frecvente puncte termice fiind cele două trepte serie-serie, în continuare este prezentată modelarea regimurilor hidraulice ale acestui tip de punct termic.

Pentru celelalte tipuri, metodologia de abordare şi algoritmele elaborate sunt identice, cu specificaţia că relaţiile care stau la baza algoritmelor sunt adaptate schemelor principiale şi de calcul hidraulic, cu notaţiile corespunzătoare specifice fiecărui tip de punct termic.

5. Modelarea regimurilor hidraulice ale punctelor termice cu două trepte serie-serie pentru prepararea apei calde

Schemele punctului termic cu două trepte serie - serie şi de calcul hidraulic sunt prezentate în figura 8 *a* şi *b* [1].

Notaţiile din figura 8 au următoarele semnificaţii:

R_c^1 - rezistenţa hidraulică a porţiunii de conductă în paralel cu schimbătorul de căldură treapta a II-a pentru prepararea apei calde, în

această situaţie influenţând valoarea rezistenţei hidraulice echivalente pe această porţiune;

R_{v1}, R_{v2} - rezistenţele hidraulice ale ventilelor V_1 şi V_2.

Celelalte notaţii au aceleaşi semnificaţii ca în paragrafele anterioare.

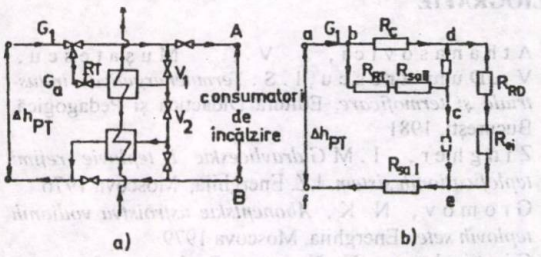


Fig. 8. Punct termic două trepte serie-serie: a) schema principială a punctului termic cu două trepte serie-serie pentru prepararea apei calde. Din punctele A şi B, în funcţie de modul de racordare a instalaţiei de încălzire, schema poate continua cu una din figurile 1a, 4a, 7a; b) schema de calcul hidraulic.

Pentru poziţiile ventilelor V_1 - deschis, V_2 - închis (conturul cu linie continuă din schema de calcul hidraulic fig.8 *b*), modelul hidraulic al punctului termic două trepte serie - serie pentru prepararea apei calde are la bază următoarele relaţii:

$$\Delta h_{PT} = \Delta h_{PT_1} + \Delta h_{PT_2} = R_{e\,PT} * \left(\frac{G_1}{\rho_1}\right)^2 \qquad (18)$$

$$\Delta h_{PT_1} = \left(R_{RT} + R_{sa_{II}} + R_{V_1}\right) * \left(\frac{G_a}{\rho_a}\right)^2 = R_{e_{PT}} * \left(\frac{G_1}{\rho_1}\right)^2 \qquad (19)$$

$$\Delta h_{PT_2} = \left(R_{RD} + R_{ei} + R_{sa_1}\right) * \left(\frac{G_1}{\rho_1}\right)^2 \qquad (20)$$

unde:

Δh_{PT_1} este căderea de presiune pe porţiunea b-c-d din schema de calcul hidraulic (fig.8 *b*);

Δh_{PT_2} - căderea de presiune pe porţiunea d-f din figura 8 *b*;

R^1_{ePT} - rezistenţa hidraulică echivalentă a porţiunii b-c-d, având expresia:

$$R^1_{e_{PT}} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{R_c}} + \frac{1}{\sqrt{R_{RT} + R_{sa_{II}} + R_{v_1}}}\right)^2} \qquad (21)$$

$R_{e_{PT}}$ reprezintă rezistenţa hidraulică echivalentă a punctului termic, având expresia:

$$R_{e_{PT}} = R^1_{e_{PT}} + R_{RD} + R_{ei} + R_{sa_1} \qquad (22)$$

Pentru poziţiile ventilelor V_1 - închis, V_2- deschis, conturul a-b-c-e-f din schema de calcul hidraulic (fig.8 *b*), modelul hidraulic are la bază următoarele relaţii:

$$G_1 = G_a \qquad (G_i = 0) \qquad (23)$$

$$\Delta h_{PT} = \left(R_{RT} + R_{sa_{II}} + R_{v_2} + R_{sa_1}\right) * \left(\frac{G_1}{\rho_1}\right)^2 \qquad (24)$$

Cazul a: Modelarea hidraulică a punctului termic se face conform schemei logice din figura 9 - ramura (1) pentru poziţiile ventilelor V_1-deschis; V_2- închis, având la bază relaţiile 18÷22 şi ramura (2) pentru poziţiile ventilelor V_1- închis, V_2- deschis, folosind relaţiile 23 şi 24.

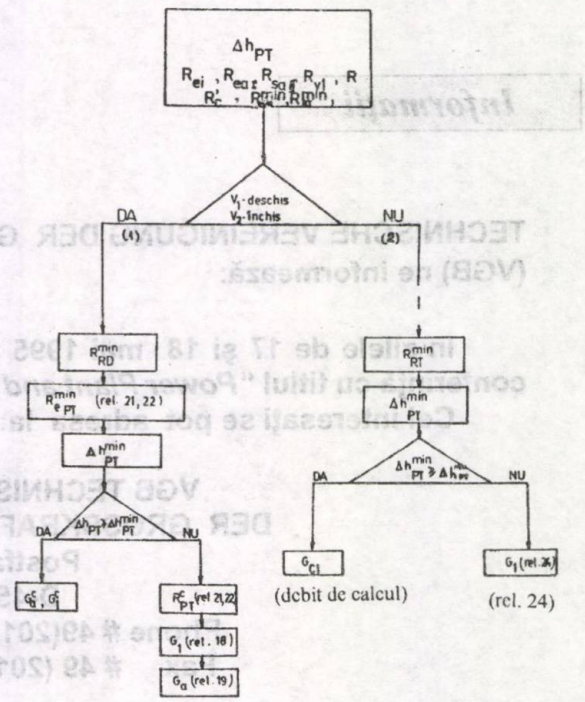


Fig. 9. Schema logică de calcul al debitelor, când este cunoscut disponibilul de presiune la racordul punctului termic, în cazul modelării hidraulice a punctului termic cu două trepte serie-serie pentru prepararea apei calde.

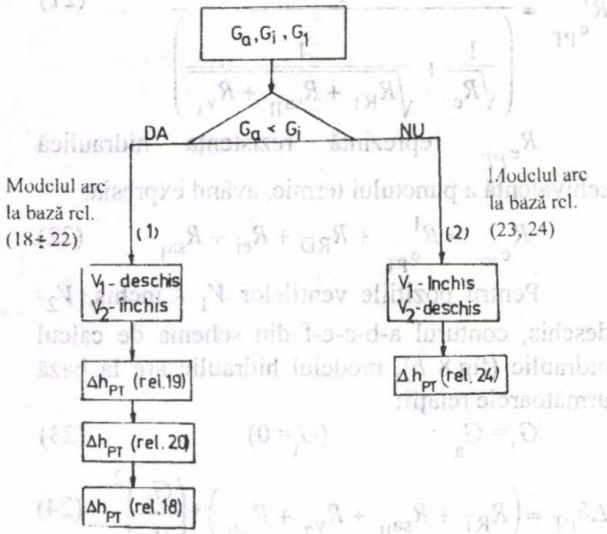


Fig.10. Schemă logică de calcul al disponibilului de presiune Δh_{PT} la racordul punctului termic, când se cunosc debitele, în cazul punctului termic două trepte serie - serie pentru prepararea apei calde.

Cazul b: Modelarea hidraulică a punctului termic se face conform schemei logice din figura 10 - ramura (1) pentru poziţiile ventilelor V_1 - deschis, V_2 - închis, având la bază relaţiile 18÷20 şi ramura (2) pentru poziţiile ventilelor V_1 - închis, V_2 - deschis, folosind relaţiile 23 şi 24.

BIBLIOGRAFIE

[1] Athanasovici, V., Muşatescu, V., Dumitrescu, I.S. *Termoenergetica industrială şi termoficare.* Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1981

[2] Zingher, I.M *Gidravliceskie i teplovie rejimi teplofikationih sistem.* I.Z. Energhiia, Moscova 1976

[3] Gromov, N.K. *Abonentskie ustroistva vodianih teplovih setei.* Energhiia, Moscova 1979

[4] Cistiakov N.N. s.a *Povisenie efectivnosti raboti sistem goriacevo vodosnabjenia.* Stroizdad, Moscova, 1980.

(Referent: ing.Nicolae Niculescu-SPE, Bucureşti)
(Primit la 4 mai 1993, acceptat la 16 iulie 1993)

Informaţii

TECHNISCHE VEREINIGUNG DER GROSSKRAFTWERKSBETREIBER E.V. (VGB) ne informează:

In zilele de 17 şi 18 mai 1995 va avea loc la Cottbus - Germania o conferinţă cu titlul "*Power Plant and Environment 1995*".

Cei interesaţi se pot adresa la:

VGB TECHNISCHE VEREINIGUNG
DER GROSSKRAFTWERKSBETREIBER E.V
Postfach 10 39 32
D-45039 Essen
Phone # 49(201) 81 28-314 or ext.-320
Fax # 49 (201) 81 28-286

DEFALCAREA CHELTUIELILOR UNEI CENTRALE ELECTRICE DE TERMOFICARE CU ABUR ÎNTRE CELE DOUĂ FORME DE ENERGIE PRODUSE

Prof.dr. ing. VICTOR ATHANASOVICI; s.l. ing. ION SOTIR DUMITRESCU; as. ing. DRAGOŞ PARASCHIV*

Defalcarea corectă a cheltuielilor unei centrale electrice de termoficare cu abur între cele două forme de energie produse stă la baza politicii de tarifare şi permite analiza condiţiilor de producere a celor două forme de energie.

Metoda propusă are la bază principiul suprapunerii efectelor (valabil în energetică) şi principiile cunoscute ale metodei exergetice de defalcare a consumului de combustibil. Prin apelarea la alte mărimi (temperaturi medii superioare şi inferioare) decât exergiile, metoda simplifică substanţial modul efectiv de calcul.

Principalele avantaje ale metodei constau în:

- *reflectarea corectă a condiţiilor particulare ale producerii combinate, fără să avantajeze sau dezavantajeze nejustificat una dintre formele de energie;*
- *posibilitatea diferenţierii costurilor specifice de producţie a căldurii după nivelul termic de livrare;*
- *uşurinţa în aplicare, apelând la mărimi existente curent în evidenţele contabile ale CET-urilor, volumul de calcule fiind redus.*

The right cost allocation between thermal energy and electrical energy for cogeneration power plants is the basis for price policy and allows the analysis of heat and electricity production conditions.

The proposed method is based on the effects' superposition principle (valid in power engineering) and the principles of the exergy method for the fuel consumption allocation.

Using measures different from exergy (upper and inferior average temperatures), the method really simplifies the calculation.

The main advantages of this metod are:

- *to reflect correct the particular conditions of cogeneration without any unfair advantage for one or another of the two energy forms;*
- *to allow the differentiation of the production costs of heat according to the thermal level of heat supply;*
- *to be easy to apply in practice, using technical and financial current data of cogeneration power plant, the number of calculations being reduced.*

Descriptori: producere combinată de energie electrică şi termică, repartizare cheltuieli

Eficacitatea economică a termoficării, dată de economia de combustibil realizată faţă de producţia separată a celor două forme de energie, se reflectă în scăderea cheltuielilor totale de producţie.

O metodă corespunzătoare de defalcare a cheltuielilor anuale totale ale centralei electrice de termoficare între cele două forme de energie trebuie să îndeplinească următoarele condiţii:

- să reflecte cât mai corect condiţiile particulare ale producerii combinate ale energiei

* Universitatea "Politehnica", Bucureşti, Facultatea de Energetică

electrice şi termice, fără să avantajeze sau să dezavantajeze nejustificat una dintre formele de energie produse, ca urmare a unor ipoteze arbitrar alese:

- să permită diferenţierea costurilor de producţie a căldurii după nivelul termic de livrare a acesteia;
- să fie uşor aplicabilă în practică, apelând la mărimi existente în mod curent în evidenţa de exploatare şi evidenţa contabilă a centralei electrice de termoficare.

Pe baza evidenţei contabile, cheltuielile totale C_{CET} ale unei centrale electrice de termoficare se pot încadra în două mari categorii: cheltuieli variabile C^{V}_{CET}, a căror mărime depinde de producţiile realizate, şi cheltuielile fixe C^{F}_{CET}, care au o valoare practic constantă, indiferent de producţii. Repartizarea celor două tipuri de cheltuieli între formele de energie produse se face după metodologii diferite, care au la bază particularităţile categoriilor de cheltuieli respective.

1. Repartizarea cheltuielilor anuale variabile între cele două forme de energie

Cheltuielile anuale variabile C^{V}_{CET} cuprind cheltuielile anuale cu combustibilul consumat şi cele pentru producerea apei de adaos tratate chimic. Întrucât cheltuielile cu combustibilul au o pondere de peste 90 % din cheltuielile variabile, pentru simplificare, repartiţia se va face proporţional cu combustibilul afectat producerii celor două forme de energie.

Se are în vedere situaţia cea mai complexă posibil, şi anume:

- centrala este echipată cu grupuri de termoficare cu condensaţie şi priză reglabilă, şi ca urmare produce atât energie electrică în termoficare pură E_T, cât şi în condensaţie E^{cd}_{CET};
- grupurile care echipează centrala sunt diferite din punctul de vedere al parametrilor iniţiali şi/sau al existenţei supraîncălzirii intermediare;
- căldura este livrată sub formă de abur la diverse presiuni şi sub formă de apă fierbinte;
- căldura este produsă atât în regim de bază - din turbine-, cât şi în regim de vârf, fie direct de cazane speciale, fie de cazanele de abur energetice.

Metodologia de defalcare a consumului total de combustibil al centralei electrice de termoficare, B_{CET}, între cele două forme de energie, are la bază principiul suprapunerii efectelor. Conform acestuia, în cazul cel mai general, o centrală electrică de termoficare poate fi descompusă în trei componete ipotetice:

- *o centrală electrică cu condensaţie pură*, care ar produce aceeaşi energie E^{cd}_{CET} în condiţiile din sistemul energetic naţional. Aceasta se bazează pe faptul că mărirea consumului specific de combustibil pentru producerea energiei electrice în condensaţie de către o turbină cu condensaţie şi priză reglabilă, are la bază cauze datorate producerii combinate a celor două forme de energie (parametrii iniţiali mai reduşi ai ciclului, randamente interne mai mici etc.).

Consumul de combustibil aferent acestei centrale ipotetice cu condensaţie este repartizat în totalitate energiei electrice şi este:

$$B^{ee}_{CET} = E^{cd}_{CET} \cdot b_s, \qquad (1)$$

în care b_s este consumul specific de combustibil pentru producerea energiei electrice în sistemul energetic;

- *o centrală termică* în care se produce căldura livrată de centrala de termoficare în regim de vârf (direct din instalaţiile de cazane). Consumul de combustibil al acesteia este repartizat căldurii şi are valoarea:

$$B^{tt}_{CET} = b_{CT} \cdot \sum_{i=1}^{n} \left(1 - \alpha^{a}_{i}\right) Q^{a}_{i}, \qquad (2)$$

unde:

b_{CT} este consumul specific de combustibil pentru producerea căldurii de către o centrală termică;

Q^{a}_{i} - cantitatea de căldură livrată anual la nivelul de presiune "*i*",

α^{a}_{i} - coeficientul anual de termoficare realizat pentru producerea căldurii la nivelul de

presiune *"i"* (raportul dintre cantitatea de căldură livrată anual de turbine şi cea total livrată);

- *o centrală de termoficare echipată cu grupuri cu contrapresiune,* care ar produce căldura numai în regim de bază (livrată numai de turbine), având un consum de combustibil comun producerii celor două forme de energie:

$$B^{et}_{CET} = B_{CET} - \left(B^{ee}_{CET} + B^{tt}_{CET}\right). \qquad (3)$$

În cazul general, al echipării centralei de termoficare cu grupuri având parametrii iniţiali diferiţi şi/sau cu supraîncălzire intermediară, este necesară o defalcare a consumului total B^{et}_{CET} pe nivelurile de parametrii iniţiali *"j"*. Fie $Y_{T,i,j}$ indicele de termoficare cu care grupul (grupurile) de termoficare cu parametrii iniţiali *"j"* produce căldura $\alpha^a_{ij} * Q^a_{ij}$ la nivelul de presiune *"i"* (indicele de termoficare reprezintă producţia specifică dc energie electrică raportată la debitul de căldură livrată din turbină).

Se poate scrie relaţia:

$$Q_{0,ij} = \alpha^a_{ij} Q^a_{ij}\left(1 + \frac{Y_{Tij}}{\eta_m \eta_g}\right), \qquad (4)$$

unde:

$Q_{o,ij}$ este consumul de căldură sub formă de abur viu la parametrii iniţiali *"j"* consumat pentru producerea căldurii la nivelul termic "i" (cu indicele de termoficare $Y_{T,i,j}$);

η_m, η_g - randamentul mecanic al turbinei, respectiv al generatorului electric.

Consumul de combustibil pentru producerea combinată a energiei electrice şi căldurii la nivelul termic "i" de către grupurile de termoficare având parametrii iniţiali ai ciclului *"j"* este:

$$B^{et}_{CET_{ij}} = B^{et}_{CET} Z_{ij}, \qquad (5)$$

unde Z_{ij} este o cheie de defalcare stabilită cu relaţia:

$$Z_{ij} = \frac{Q_{o,ij}}{\sum_i \sum_j Q_{o,ij}} \qquad (6)$$

Consumul de combustibil determinat prin relaţia (5) se defalcă între cele două forme de energie după chei exergetice. Într-o lucrare privitoare la carnotizarea ciclurilor reale de termoficare, autorii prezentei lucrări au arătat că toate performanţele unui ciclu pot fi descrise cu ajutorul a trei mărimi [1]:

- T^o_{msj} - temperatura medie superioară de referinţă pentru parametrii iniţiali *"j"*;
- T_{pi} - temperatura medie inferioară la care se livrează căldura la nivelul termic *"i"*;
- $\Delta s_{p,ij}$ - variaţia relativă de entropie la consumatorul termic *"i"* alimentat de un grup cu parametrii iniţiali *"j"*.

Cheile exergetice de defalcare vor avea forma:

$$X_{eij} = \frac{T^o_{msj} - T_{pi}\overline{\Delta s}_{p,ij}}{T^o_{msj} - T_o \overline{\Delta s}_{p,ij}} \qquad (7)$$

şi

$$X_{t,ij} = \frac{T_{pj} T_o}{T^o_{msj} - T_o \overline{\Delta s}_{p,ij}} \overline{\Delta s}_{p,ij} \qquad (8)$$

Cota parte din consumul de combustibil B^{et}_{CET} care revine producerii energiei electrice este:

$$B^{ete}_{CET} = B^{et}_{CET} \sum_i \sum_j Z_{ij} X_{t,ij} \qquad (9)$$

iar acea care revine producerii căldurii la nivelul termic *"i"*:

$$B^{et,t}_{CETi} = B^{et}_{CET} \sum_j Z_{i,j} X_{t,ij} \qquad (10)$$

Consumurile totale de combustibil defalcate pe cele două forme de energie vor fi:

$$B^{e}_{CET} = B^{ee}_{CET} + B^{et,e}_{CET} \qquad (11)$$

şi

$$B^{t}_{CETi} = B^{tt}_{CTi} + B^{et,t}_{CETi} \qquad (12)$$

unde:

$$B^{tt}_{CETi} = b_{CT}\left(1-\alpha^{a}_{i}\right)Q^{a}_{i} \quad (13)$$

Cu aceste consumuri de combustibil se stabilesc cheile de defalcare a cheltuielilor variabile:

$$V_e = \frac{B^{e}_{CET}}{B_{CET}} \quad (14)$$

şi

$$V_{ti} = \frac{B^{t}_{CETi}}{B_{CET}}. \quad (15)$$

Ca urmare, cheltuielile variabile pentru producerea energiei electrice vor fi:

$$C^{ve}_{CET} = V_e C^{v}_{CET}, \quad (16)$$

iar cele pentru producerea căldurii la nivelul termic "*i*":

$$C^{v,t}_{CETi} = V_{ti} C^{v}_{CET}, \quad (17)$$

2. Repartizarea cheltuielilor anuale fixe între cele două forme de energie

Cheltuielile anuale fixe cuprind amortizările, cheltuielile cu personalul, cele de întreţinere şi reparaţii etc. Întrucât ponderea cea mai mare o au amortizările, repartizarea cheltuielilor anuale se va face conform unor chei stabilite în funcţie de defalcarea investiţiilor în centrala electrică de termoficare pe cele două forme de energie produse.

Energiei electrice i se afectează o investiţie exclusivă I^{ee}_{CET} (ipotetică):

$$I^{ee}_{CET} = P^{c}_{CETi_s}, \quad (18)$$

unde P^{c}_{CET} este puterea instalată nominală a centralei electrice de termoficare, iar i_s investiţia specifică medie în centralele electrice în sistem.

Căldurii livrate la nivelul termic "*i*" i se afectează o investiţie:

$$I^{tt}_{CETi} = q^{n}_{ti} i_{CTi} \quad (19)$$

în care:

$q^{n}_{t,i}$ este debitul maxim de căldură livrat la nivelul termic "*i*";

$i_{CT,i}$ - investiţia specifică medie într-o centrală termică în care căldura este livrată la nivelul termic "*i*".

Diferenţa:

$$I^{et}_{CET} = I_{CET} - \left(I^{ee}_{CET} + \sum_i I^{n}_{CETi}\right) \quad (20)$$

se datorează producerii combinate a celor două forme de energie şi se repartizează între acestea după cheile exergetice (rel.7 şi 8). Rezultă:

$$I^{e}_{CET} = I^{ee}_{CET} + I^{et}_{CET} \sum_i \sum_j Z_{ij} X_{ei,j} \quad (21)$$

$$I^{t}_{CETi} = I^{tt}_{CETi} + I^{et}_{CET} \sum_j Z_{i,j} X_{ti,j} \quad (22)$$

Cu aceste investiţii se determină cheile de defalcare a cheltuielilor fixe:

$$f_e = \frac{I^{e}_{CET}}{I_{CET}} \quad (23)$$

$$f_{t,i} = \frac{I^{t}_{CETi}}{I_{CET}} \quad (24)$$

Cheltuielile fixe pentru producerea energiei electrice vor fi:

$$C^{F,e}_{CET} = f_e C^{f}_{CET}, \quad (25)$$

iar pentru producerea căldurii la nivelul termic "*i*" vor fi:

$$C^{F,t}_{CETi} = f_{ti} C^{F}_{CET}. \quad (26)$$

BIBLIOGRAFIE

[1] Dumitrescu, I.S., Athanasovici, V. *Analiza eficienţei termodinamice a termoficării, cu ajutorul metodei ciclului echivalent Carnot.* In: Energetica, seriile A şi B, nr.6, noiembrie - decembrie 1993.

Referent: ing. Nicolae Niculescu - Institutul de Studii şi Proiectări Energetice, Bucureşti

(Primit la 13 ianuarie 1995, acceptat la 13 februarie1995)

THIRD INTERNATIONAL CONFERENCE ON POWER QUALITY: END-USE APPLICATIONS AND PERSPECTIVES PQA' 94

În perioada 24 - 27 octombrie 1994 s-au desfăşurat, în sălile de conferinţe ale hotelului Krasnapolski din Amsterdam, lucrările celei de-a III-a **Conferinţe Internaţionale privind calitatea energiei: aplicaţii la utilizator şi perspective-PQA'94,** sub egida EPRI-Electric Power Research Institute (USA), EdF-Electricité de France şi compania KEMA (Olanda), aceasta din urmă fiind şi organizatoarea conferinţei.

La conferinţă au participat peste 300 de specialişti în domeniul electroenergetic din învăţământ, cercetare, companii furnizoare de electricitate etc. din 28 de ţări: Australia, Austria, Belgia, Brazilia, Canada, Chile, Cipru, Danemarca, Egipt, Elveţia, Finlanda, Franţa, Germania, Irlanda, Israel,Italia, Japonia, Marea Britanie, Norvegia, Olanda, Portugalia, România, Spania, Suedia, S.U.A. Taivan, Tailanda, Ungaria.

Lucrările ştiinţifice au fost prezentate în cadrul a 10 secţiuni:

Secţiunea A-1 **Aplicaţii rezidenţiale şi comerciale**
Secţiunea A-2 **Tehnici de măsurare şi de proiectare a echipamentelor**
Secţiunea B-1 **Aplicaţii industriale**
Secţiunea B-2 **Teste de laborator şi industriale**
Secţiunea C-1 **Principii, recomandări şi standardizare**
Secţiunea C-2 **Tendinţe de viitor**
Secţiunea D-1 **Aplicaţii la furnizor I**
Secţiunea D-2 **Dispozitive pentru creşterea calităţii**
Secţiunea E-1 **Aplicaţii la furnizor II**
Secţiunea E-2 **Tehnici de limitare la perturbaţii**

La sesiunea specială de deschidere a conferinţei au fost prezentate trei referate cu caracter general: **Ne cunoaştem cu adevărat consumatorii?** autor P.Fauquemberguc-EdF, **Calitatea energiei: cât, cum şi de ce?** autor M. Samotij-EPRI USA şi **Ce este calitatea energiei?** prezentată de J.H.Blom, KEMA, Olanda.

În afara acestora şi a sesiunii de la închiderea oficială a conferinţei, s-au desfăşurat şi patru sesiuni speciale cu următoarele teme:

1. Calitatea energiei - stadiul actual
2. Monitorizarea calităţii energiei
3. Compatibilitatea electromagnetică relativ la calitatea energiei
4. Privire generală asupra standardelor referitoare la calitatea energiei şi testării echipamentelor.

Spaţiul revistei nu permite prezentarea celor peste 100 de lucrări din cadrul PQA'94, lucrări cu adevărat interesante şi pentru specialiştii din România, mai ales în contextul în care calitatea energiei, şi îndeosebi a serviciului de alimentare cu energie electrică, devine, pas cu pas, prioritară în activitatea furnizorului, dar şi cerută de consumatori din ce în ce mai avizaţi.

Notă. Volumele în care au fost publicate lucrările se găsesc la Catedra de Energetică a Universităţii Tehnice din Iaşi. Telefon 032/130718/151 sau 166.

Menţionăm, doar, că lucrarea *Influenţa calităţii tensiunii asupra compatibilităţii sursă-consumator,* autori D. Ivas, Fl. Munteanu, G.C.Paap, rod al colaborării fructuoase dintre Universitatea Tehnică "Gh.Asachi" din Iaşi şi Delft University of Technology din Olanda, a fost prezentată de dl. Fl. Munteanu, de la universitatea ieşeană, în cadrul secţiunii D-1.

Succesul acestei manifestări, apreciat ca atare de participanţi şi de organizatori, ca urmare a nivelului ştiinţific ridicat al lucrărilor prezentate, dar şi al interesului manifestat de specialiştii sosiţi, pentru prima oară la această conferinţă, din atât de multe ţări, a făcut posibilă anunţarea următoarei ediţii:

THE FOURTH INTERNATIONAL CONFERENCE ON POWER QUALITY: APPLICATIONS AND PERSPECTIVES-PQA'95,

care va avea loc în S.U.A., în perioada 8-11 Mai 1995 la New York.

Rezumatele (o pagină) lucrărilor propuse a fi incluse în programul conferinţei trebuie trimise până la **15 noiembrie** 1994. Notificarea acceptării va fi făcută până la **15 ianuarie** 1995, iar lucrările acceptate trebuie expediate până la **15 martie** 1995.

Adresa pentru corespondenţă este:

Mr. Marek Samotyi
Power Quality & Information Technology Business Unit
Electric Power Research Institute
3412 Hillview Avenue
Palo Alto, CA 94304 USA

Teme preferate pentru lucrările ce vor fi incluse la PQA'95:

- Tehnici de măsurare şi de proiectare a echipamentului referitoare la calitatea energiei
- Calitatea energiei, aplicaţii în industrie
- Calitatea energiei, aplicaţii comerciale şi rezidenţiale
- Desensibilizarea echipamentelor şi interfeţe reţea-sarcină
- Tehnici şi metode de limitare a perturbaţiilor
- Calitatea energiei şi mediul
- Calitatea energiei şi furnizorii de energie
- Rezultate de laborator, industriale şi dezvoltarea tehnicilor de testare
- Echipamente active de creştere a calităţii şi noi echipamente şi sisteme de limitare a perturbaţiilor

prof.dr.ing. Florin Munteanu
Universitatea Tehnică "Gh. Asachi" Iaşi

Nota redacţiei. Informarea ne-a parvenit la redacţie la 7 decembrie 1994.

ANUNŢ IMPORTANT

RENEL - Filiala Electrocentrale Rm. Vâlcea (str. Fabricii nr.3, c.p. 1000, tel.050/71.94.80, fax.050/71.52.32, telex 48238) organizează în data de 4 mai 1995 licitaţie pentru achiziţionarea a 30 buc. contori electronici pentru măsurarea energiei electrice, cu următoarele facilităţi (performanţe): clasă de precizie 0,5; 100 V, 5 A; 4 echipaje de măsură, tarifare multiplă, interfaţă serială RS 232 pentru conectare la PC, cu soft de programare compatibil IBM - PC.

Se vor achiziţiona şi 3 buc. cititor optic şi 2 buc. terminal portabil de programare şi citire date din memorie contori, compatibile cu contorii oferiţi.

Termen de livrare: 45 zile de la încheierea contractului.

Ofertanţii vor transmite prin telex, fax sau adresă cerere de includere pe lista ofertanţilor potenţiali.

Documentaţia licitaţiei (20.000 lei/set) se va pune la dispoziţia ofertanţilor care au înaintat cerere, începând cu data de 30 martie 1995.

SOMMAIRE

EDITORIAL 55

NICOLAE NICULESCU, NICOLAE DAVID: Projet démonstratif concernant l'efficacité de l'application des technologies modernes dans le transport et la distribution de la chaleur pour une zone de consommation urbaine alimentée par un système de cogénération 56-67

VICTOR ATHANASOVICI: Le rendement énergétique global pour la production, le transport et la distribution de la chaleur 68 - 74

ALEXANDRU-VALERIU BINIG, NICOLAOS LIMNIOS, DUMITRU CEZAR IONESCU, DOINA BINIG:L'analyse de la continuité dans l'alimentation et les possibilités de devenir performant dans une relation fournisseur-consommateur de chaleur, en utilisant la théorie des systèmes "Failure Delay" 75-82

NICOLAE NICULESCU, MIHAELA STAN, ANGELA BĂDULESCU, DORINEL VOICHECI: Aspects concernant l'intégration des échangeurs de chaleur à plaques dans le système d'alimentation centralisé en chaleur 83 - 88

VICTOR ATHANASOVICI, ION SOTIR DUMITRESCU, ROXANA PĂTRAŞCU, CRISTIAN CIUCAŞ: La modélisation des régimes hydrauliques non nominaux stabilisés des ensembles des soubstation 89 - 96

VICTOR ATHANASOVICI, ION SOTIR DUMITRESCU, DRAGOŞ PARASCHIV: La répartition des coûts d'une centrale électrique de cogénération à vapeur entre les deux formes d' énergie produites 97 - 100

MANIFESTATIONS TECHNIQUES SCIENTIFIQUES

DUMITRU IVAS:Les Journées académiques de la ville de Jassy 74,82

FLORIN MUNTEANU: Third International Conference on Power Quality "End-Use Applications and Perspectives PQA'94" 101 - 102

COMPTE - RENDU

COSTIN MOŢOIU: Radu Moţoiu: "L'ingénierie de la qualite" 67

СОДЕРЖАНИЕ

ПЕРЕДОВАЯ СТАТЬЯ 55

НИКОЛАЕ НИКУЛЕСКУ, НИКОЛАЕ ДАВИД: Демонстрационный проект об эффективности применения современных технологий в передаче и распределении тепла в районе городского потребления, снабженного от теплофикационной сети 56 - 67

ВИКТОР АТХАНАСОВИЧ:Общий энергетический к п д производства, передачи и распределения тепла 68 - 74

АЛЕКСАНДРУ-ВАЛЕРЮ БИНИГ, НИКОЛАОС ЛИМНИОС, ДУМИТРУ ЧЕЗАР ИОНЕСКУ, ДОИНА БИНИГ:Анализ бесперебойности теплоснабжения и возможности получения высококачественных показателей в отношении поставщик-потребитель тепла с использованием теории "Отложения аварий" 75 - 82

НИКОЛАЕ НИКУЛЕСКУ, МИХАЕЛА СТАН, АНДЖЕЛА БАДУЛЕСКУ, ДОРИНЕЛ ВОИКЕЧ:Аспекты внедрения пластинчатых теплообменников в систему централизованного теплоснабжения 83 - 88

ВИКТОР АТХАНАСОВИЧ, ИОН СОТИР ДУМИТРЕСКУ,РОКСАНА ПАТРАШКУ, КРИСТИАН ЧУКАШ: Моделирование установившихся неноминальных гидравлических режимов совокупности термических распределительных точек 89 - 96

ВИКТОР АТХАНАСОВИЧ, ИОН СОТИР ДУМИТРЕСКУ, ДРАГОШ ПАРАСКИВ: Разделение расходов паровой ТЭЦ на два вида поставляемой энергии 97 - 100

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЕ МЕРОПРИЯТИЯ

ДУМИТРУ ИВАС:Дни яссиской академии 74, 82

ФЛОРИН МУНТЕАНУ:Третья Международная Конференция по Качеству энергии "Применения готовной продукции и перспективы PQA'94" 101 - 102

РЕЦЕНЗИЯ

КОСТИН МОЦОЮ: Раду Моцою:"Инженерия качества" 67

INHALT

VOM HERAUSGEBER 55

NICOLAE NICULESCU, NICOLAE DAVID.Demonstrationsprojekt zur Effizienz der Anwendung moderner Technologien bei der Übertragung und Verteilung von Wärme aus einem Fernwärmesystem in einem städtischen Verbrauchsgebiet 56 - 67

VICTOR ATHANASOVICI: Der Gesamtwirkungsgrad bei der Erzeugung, Übertragung und Verteilung von Wärme 68 - 74

ALEXANDRU-VALERIU BINIG, NICOLAOS LIMNIOS, DUMITRU CEZAR IONESCU, DOINA BINIG: Analyse der Kontinuität der Wärmeversorgung und Möglichkeiten einer Optimierung aufgrund der "Failure Delay"-Systemtheorie im Verhältnis zwischen dem Wärmelieferanten und Wärmeverbraucher 75 - 82

NICOLAE NICULESCU, MIHAELA STAN, ANGELA BĂDULESCU, DORINEL VOICHECI: Aspekte der Integration der Plattenwärmetauscher ins zentralisierte 83 - 88

VICTOR ATHANASOVICI, ION SOTIR DUMITRESCU, ROXANA PĂTRAŞCU, CRISTIAN CIUCAŞ: Modellierung der vom Nennregime abweichenden stabilisierten hydraulischen Fahrweisen der Gesamtheit der Wärmeverteilungsstellen 89 - 96

VICTOR ATHANASOVICI, ION SOTIR DUMITRESCU, DRAGOŞ PARASCHIV: Gliederung der Ausgaben eines Heizkraftwerks nach den zwei erzeugten Energieformen 97 - 100

WISSENSCHAFTLICH-TECHNISCHE VERANSTALTUNGEN

DUMITRU IVAS: Iassyer akademischen Tage 74,82

FLORIN MUNTEANU: Third International Conference on Power Quality"End Use Applications and Perspectives PQA'94" 101-102

REZENSION

COSTIN MOŢOIU: Radu Moţoiu: "Das Ingenieurwesen der Qualität". 67

CONTENTS

EDITORIAL 55

NICOLAE NICULESCU, NICOLAE DAVID: Demonstrative draft on the efficiency of the modern technologies application to heat transport and distribution in case of an urban consumption zone supplied from a district heating system 56 - 67

VICTOR ATHANASOVICI: Overall energy efficiency for heat generation, transport and distribution 68 - 74

ALEXANDRU-VALERIU BINIG, NICOLAOS LIMNIOS, DUMITRU CEZAR IONESCU, DOINA BINIG: Analysis of the suply continuity and of the possibility of high performance aiming at the heat supplier - consumer relationship by applying the "Failure Delay" system theory 75 - 82

NICOLAE NICULESCU, MIHAELA STAN, ANGELA BĂDULESCU, DORINEL VOICHECI: Aspects on the plate heat exchangers integration in the district heating system 83 - 88

VICTOR ATHANASOVICI, ION SOTIR DUMITRESCU, ROXANA PĂTRAŞCU, CRISTIAN CIUCAŞ: Modelling the steady-state unrated hydraulic regimes of the thermal sub-stations group 89 - 96

VICTOR ATHANASOVICI, ION SOTIR DUMITRESCU, DRAGOŞ PARASCHIV: Expenses distribution of a co-generation steam plant, the two forms of generated energy 97 - 100

EVENTS

DUMITRU IVAS: Iasi Academian Days 74,82

FLORIN MUNTEANU: Third International Conference on Power Quality "End-Use Applications and PQA'94 101 - 102

REVIEWS

COSTIN MOŢOIU: Radu Moţoiu "Quality Engineering" 67

ORSZÁGOS MŰSZAKI INFORMÁCIÓS KÖZPONT ÉS KÖNYVTÁR 1883

ENERGOMONTAJ S.A.

BUCHAREST - ROMANIA

ENERGOMONTAJ S.A. COMPANY performes erection and commissioning, maitenance, repair and intervention works for:

- boiling system and metallic structures;
- hydromechanical and hydrotechnical equipments;
- steam, gas and hydraulic turbines, other rotary aggregates;
- pipe systems for liquids circulation, with pressure up to 20 MPa and temperature up to 570 o C;
- low, mean and high voltage electric installations, instrumentation;
- equipament for sluices;
- penstocks and sheetings for head races;
- special anticorrosive protections.

ENERGOMONTAJ S.A.

IS A REAL PARTNER FOR YOU!

Calea Dorobantilor 103 - 105
Tel. (0040)(1) 212 10 20; 212 17 60
Fax. (0040)(1) 312 97 66; 212 22 10
Telex. 11335 enemon

Societatea mixtă
ABB Energoreparații România

este prima societate mixtă a Grupului ABB în România, activând în cadrul segmentului de afaceri - Centrale energetice.

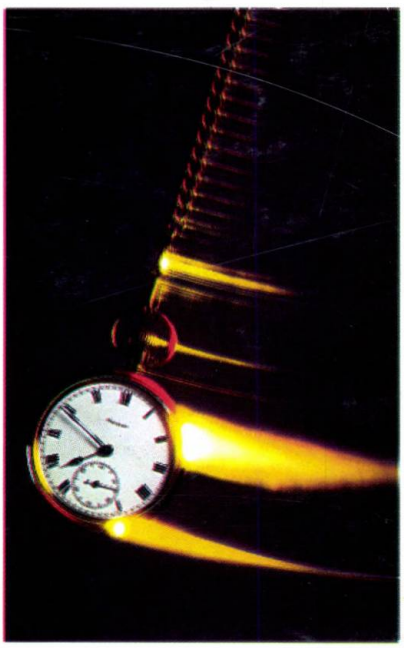
Ea îmbină o experiență de peste 40 de ani în servirea sistemului energetic național cu tehnologia de vîrf a Grupului ABB.

Oferta noastră cuprinde:

• **Execuția de piese și subansamble de schimb** pentru echipamentele din centralele energetice de termoficare și industriale: turbine cu abur, generatoare electrice, cazane de abur, echipamente aferente gospodăriei de combustibil, motoare electrice de putere etc.

• **Reabilitări de grupuri energetice** din centralele termoelectrice, recondiționări de piese și subansamble, reparații de echipamente.

În producerea de energie timpul este esențial



Soluțiile noastre fac timpul să lucreze pentru dumneavoastră

• **Service total** pentru centralele energetice și industriale: măsurători și analize de vibrații, echilibrări dinamice pentru rotorii de turbină și ventilatoare, echilibrări de mașini rotative în funcționare, lucrări de montaj și punere în funcțiune a echipamentelor reparate de societate, analize chimice, încercări mecanice, analize metalografice și alte lucrări de laborator, elaborarea de documentații tehnice legate de întreținerea, repararea și reabilitarea grupurilor energetice, asigurarea importului de echipamente și aparatură specifice din cadrul grupului ABB.

ABB Energoreparații exportă produse și execută lucrări în țări din Europa, Asia și Africa.

Vă invităm la cooperare!

ABB Energoreparații România
Bd. Energeticienilor 13-15
sect. 3, București - România
Cod 74568
Telefon: +401 322 50 64 ÷ 69
Fax: 401 321 09 47; +401 321 51 31
Telex: 065 12 012 ABBER

ABB

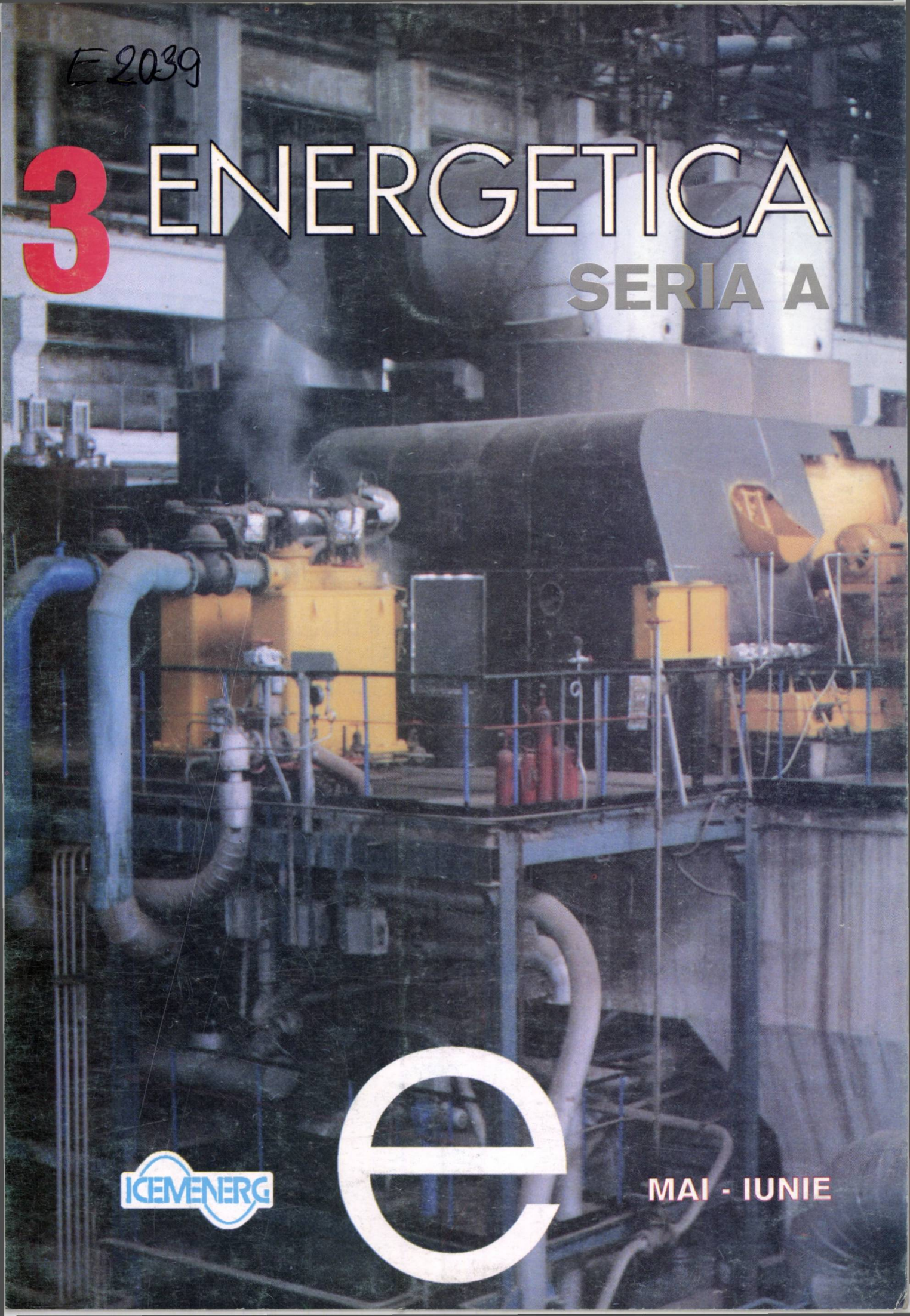
PROSPEC2.MAC

PROSPEC2.MAC

E 2039

3 ENERGETICA

SERIA A



ICEMENERG

MAI - IUNIE

INSTITUTUL DE STUDII ŞI PROIECTĂRI ENERGETICE

INSTITUTE OF POWER STUDIES AND DESIGN

Studies
Design
Consulting
Engineering
Technical assistance
Commissioning
Computer services

Turn Key Project

Thermal and nuclear power plants
Electric transmission lines
Transformer substations
Town heating networks
High pressure and temperature piping

GENERAL CONTRACTOR

ISPE

REFERINŢE

ROMÂNIA – proiectare pentru sistemul energetic naţional şi alte industrii:
CET, CTE, CNE, staţii şi linii electrice

EXPORT – engineering şi proiectare:
Algeria, Peru, Germania, Cehia
CTE Singareni – India
CTE El-Mex Alexandria – Egipt
CTE Hamrawein – Egipt
CET Banias – Siria
CTE Cebu – Filipine
CET Anatolia – Turcia
CET Pucheng – China
CT: Berlin, Dresda, Leipzig, Neubrandemburg, Halle, Rostock, Schwerin – Germania

Linii electrice aeriene cu circuit simplu şi dublu:
Iran, Irak, Egipt, Liban, Iordania, Pakistan, Malaezia, Cipru

SERVICIILE OFERITE DE I.S.P.E.

Estimări privind opţiunile energetice
Studii de fezabilitate
Studii de fundamentare şi amplasament
Evaluări economice
Studii privind amplasarea centralelor şi staţiilor electrice
Analiza privind factorii de risc şi studii de optimizare a proiectelor

Proiecte de detaliu pentru lucrări electrice, mecanice şi de construcţii
Contracte şi specificaţii
Caiete de sarcini
Analize tehnice şi compararea propunerilor şi ofertelor
Tratative pentru încheierea de contracte
Avizări proiecte
Grafice de realizare a proiectelor
Inspectarea, testatea şi controlul calităţii centralelor şi staţiilor electrice

Metodologii pentru asigurarea calităţii
Inspectarea echipamentelor
Testarea în fabrica furnizoare
Supravegherea lucrărilor de construcţii şi montaj
Asigurarea documentaţiilor finale şi a instrucţiunilor de exploatare

Programe de probe şi teste
Punere în funcţiune şi remedieri
Şcolarizarea personalului de exploatare şi întreţinere
Urmărirea funcţionării iniţiale şi în exploatare a instalaţiei proiectate

With 45 years of experience
Your success is in our Power!

INSTITUTUL DE STUDII ŞI PROIECTĂRI ENERGETICE

ISPE

Bd. Lacul Tei nr. 1
P.O. Box 30-33
Tx. 10978 ISPE r

BUCUREŞTI 72301
Tel.: (40.1) 610.70.80
Fax :(40.1) 312.36.20

Măgurele P.O. Box 5204 Fax: (401) 3123930

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖZPONT ÉS KÖNYVTÁR 1883

ENERGETICA

REVISTA DE SPECIALITATE
A ENERGETICIENILOR
DIN ROMÂNIA

ANUL 43 | Nr. 3, SERIA A | MAI - IUNIE 1995

ISSN 1220 - 5133

Număr special "Situaţia şi perspectivele producerii combinate de energie electrică şi termică în România"

Revista ENERGETICA a fost înfiinţată în anul 1953, continuînd tradiţia vechilor publicaţii inginereşti care au avut preocupări în domeniul energiei ca, de exemplu:

- **Diaru pentru vulgarizarea ştiinţelor naturale şi fizice (1870 - 1882);**
- **Buletinul Societăţii Politehnice (1887 - 1944);**
- **Buletinul Asociaţiei Generale a Inginerilor din România - AGIR (1919 - 1946);**
- **ENERGIA, editată de ing. Dumitru Leonida (1921);**
- **Buletinul Asociaţiei Producătorilor şi Distribuitorilor de Energie Electrică - APDE (1932 - 1944);**
- **Buletinul Institutului Român de Energie - IRE (1933 - 1944)**

Opiniile exprimate în articolele publicate în revista ENERGETICA aparţin autorilor acestora.

Orice reproducere integrală sau parţială, prin indiferent ce procedeu, a materialelor apărute în revista ENERGETICA poate fi făcută numai cu aprobarea biroului de redacţie. Sînt autorizate numai citările destinate lucrărilor ştiinţifice şi volumelor în care acestea sînt inserate .

Revista apare alternativ în două serii :

- **seria A, care tratează probleme de surse de energie, conversie de energie, poluare a mediului înconjurător, utilizare a căldurii etc.;**
- **seria B, care tratează probleme electrice, inclusiv ale centralelor electrice, staţiilor electrice, ale liniilor de transport şi distribuţie a energiei electrice , sisteme electroenergetice etc.**

Fiecare serie are 6 numere pe an .

CUPRINS

VICTOR ATHANASOVICI: Situaţia şi perspectivele producerii combinate de energie electrică şi termică în România 107

NICOLAE NICULESCU, ANGELA BĂDULESCU, DANA CRISTESCU, ION SOTIR DUMITRESCU: Condiţii de eficienţă pe termen mediu a diferitelor soluţii de alimentare cu căldură 110

VICTOR ATHANASOVICI, ION SOTIR DUMITRESCU, RĂZVAN DUPLEAC: Model complex de analiză tehnico-economică pentru determinarea soluţiei optime de alimentare cu căldură 119

CONSTANTIN POPESCU, DAN GOLICIU, ALEXANDRU MIHĂIŢĂ: Repartiţa optimă a sarcinii termice pe agregate la CET Craiova II 129

DAN GOLICIU, IRINA SĂNDULESCU, NICULINA PREDESCU, CONSTANTIN GRIGORESCU: Analiza consumului de combustibil în centrale cu producere combinată de energie electrică şi termică 134

FLORIN ALEXE, MIHAELA POPESCU, LUCIAN PALADE, MELANIA COZEA: Modelarea regimurilor nenominale staţionare de funcţionare în termoficare a grupurilor de condensaţie de mare putere 139

GEORGE DARIE: Utilizarea în aplicaţii de termoficare a ciclurilor combinate gaze-abur 144

RECENZII

MARINA ANDRIAN: Chadbum, R. "Opportunities for Combined Heat and Power în Europe (Perspectivele sistemelor de producere combinată de energie electrică şi termică în Europa) 153

MARIN ŞTEFAN: Robert Loudon (Cadogan Consultants and Rendel Palmer & Tritton of Scotland) Power Generation in Soûth East Asia (Producerea energiei electrice în Asia de Sud-Est) MDIS Reports. May 1994 154

Our review publishes ADVERTISMENTS for your PRODUCTS, TECHNOLOGIES, SERVICES, etc.

Please, contact us at the address:
Revista ENERGETICA
ICEMENERG, B-dul Energeticienilor nr.8,
Bucureşti III, RO 79619
Phone : (401)322 06 92 ; (401)321 69 66/251
Fax: (401)321 10 10
Telex: 10783

COLEGIUL DE REDACŢIE

BIROUL: dr . ing. Eugeniu PAVEL - preşedinte, redactor-şef; dr. ing. Jean CONSTANTINESCU - redactor-şef adjunct; prof. dr. ing. Dumitru Cezar IONESCU - redactor-şef adjunct; ing. Vasile RUGINĂ - secretar de redacţie; ing. Radu OPINCARU - reprezentant RENEL; ing. Ion CONECINI; ing. VLADIMIR CONSTANTINESCU; prof. dr. ing. Virgil MUŞATESCU ; ing. Nicolae NICULESCU; ing. Mihai NICOLAU - reprezentant ICEMENERG; dr. ing. Ioan GANEA

MEMBRI: conf. dr. ing. Florin ALEXE; prof. dr. ing. Victor ATHANASOVICI; conf. dr. ing. Adrian BADEA ; prof. dr. ing. Cornel BIANCHI; ing. Paul CARTIANU; ing. Mircea CÂRDU; ing. Marin CIOCĂNESCU; prof. dr. ing. Dorin CRISTESCU; dr. ing. Mihai CONSTANTINESCU; prof. dr. ing. Nicolae DĂNILĂ; ing. Alexandru FLORESCU; dr. ing.Laurenţiu GOIA; dr. ing.Dan GOLICIU ; prof dr. ing. Nicolae GOLOVANOV ; ing. Viorel GRIGORIU; prof. dr. ing. Dumitru IVAS; prof. dr. ing Aureliu LECA; dr. ing. Gheorghe LUCA; dr. ing. Magdalena MATEI; ing. Cornel MOŢIU; prof. dr. ing. Costin MOŢOIU ; prof. dr. ing. Constantin NEAGA; prof. dr. ing. Viorel NEGRU ; ing. Gheorghe NEGUŢ; conf. dr. ing. Valeriu NISTREANU; ing. Cornel PÂSLARU; prof. dr. ing. Alexandru POEATĂ; dr. ing. Marius POMÂRLEANU; prof. dr. ing. Florin POP; dr. ing. Teodor POPA; dr. ing. Anca POPESCU; ing. Constantin POPESCU; ing. Miron POPESCU; ing. Costin POPESCU; conf. dr. ing. Petre POSTOLACHE; dr. ing. Dan Ion PREDOIU; ing. Dan RACOVIŢAN; ing. Gabriel ROMAŞCU; ing. Anton ROŞU ; ing. Margarios SALGIAN ; ing. Mihai SĂNDULEAC; ing. Emilian SIMIAN ing. Cristian TOTOLO; ing. Anton VLĂDESCU ; ing. Dinu VOINEA

Redactor : Ana Maria CHIVU

Tiparul executat la ICEMENERG

Redacţia şi administraţia: ICEMENERG, B-dul Energeticienilor nr.8, sector 3, CP 79619, Bucureşti
Telefon: (401)322 06 92; (401)321 69 66/251; Telex : 10783; Fax: (401)321 10 10

SITUAŢIA ŞI PERSPECTIVELE PRODUCERII COMBINATE DE ENERGIE ELECTRICĂ ŞI TERMICĂ ÎN ROMANIA

- Masă rotundă, 10 martie 1995 -

Producerea combinată a căldurii şi energiei electrice reprezintă una din soluţiile energetice de mare interes, atât din punct de vedere tehnic, cât şi ecomonic şi, nu în ultimul rând, din punct de vedere ecologic.

Având un randament termodinamic net superior al ciclului combinat faţă de producerea separată, aşa după cum rezultă din tabelul 1, producerea combinată şi simultană a lucrului mecanic şi a căldurii duce la importante economii de resurse primare de energie [1]. Aceasta determină direct reducerea costurilor de producere a ansamblului celor două forme de energie şi a efectelor factorilor poluanţi rezultaţi prin ardere. De asemenea, reducerea consumului de resurse energetice primare are ca urmare şi o reducere indirectă a efectelor poluante asupra mediului ambiant, determinată de procesele de extracţie, transport şi prelucrare iniţială a combustibililor destinaţi arderii.

Tabelul 1

Randamentele ciclurilor energetice

Ciclul energetic		Randamentul global [%]
Cicluri ce produc numai energie electrică	Turbine cu abur cu condensaţie pură	25 -- 43
	Turbine cu gaze fără cazan recuperator	25 -- 39
	Motor termic fără recuperare	32 --- 40
	Ciclu combinat gaze-abur cu turbine cu condensaţie pură	36 -- 50
Cicluri combinate	Turbine cu abur cu contrapresiune	84 -- 92
	Turbine cu gaze cu cazan recuperator fără postcombustie	70 -- 85
	Ciclu combinat gaze-abur cu cazan recuperator fără postcombustie şi turbină cu abur cu contrapresiune	69 -- 83
	Turbină cu gaze cu cazan recuperator cu postcombustie	83 -- 89
	Ciclu combinat gaze-abur cu cazan recuperator cu postcombustie cu turbină cu abur cu contrapresiune	82 --- 87
	Motor termic cu cazan recuperator fără postcombustie	75 -- 85
	Motor termic cu cazan recuperator cu postcombustie	85 -- 90

Avându-se la bază aceste premise corecte, precum şi condiţiile specifice create de economia centralizată de stat, începând mai ales cu anii 1960, termoficarea s-a dezvoltat în ritm alert în ţara noastră.

Dezvoltarea industriei sub forma marilor platforme şi a unor mari aglomerări urbane apărute odată cu acestea, a făcut ca soluţiile de termoficare de la noi din ţară, ca şi din alte ţări (nu numai foste socialiste) să poarte amprenta unui oarecare "gigantism". Au apărut, astfel, CET de sute de megawaţi electrici instalaţi, simultan cu sute de t/h debite instalate pentru alimentarea cu abur a consumatorilor industriali şi de sute, sau chiar mii de megawaţi termici instalaţi sub formă de debite de apă fierbinte pentru alimentarea, atât a consumatorilor industriali, cât mai ales a marilor zone urbane cu densitate mare de consum de căldură, pentru încălzirea şi prepararea apei calde.

În acest context, valabil până în anii 1980, s-a ajuns la aplicarea în exclusivitate a ciclului Ranqine de termoficare, utilizându-se cu preponderenţă turbinele cu abur cu condensaţie şi una sau două prize reglabile sau cu contrapresiune. Puterile electrice unitare ale acestora au fost în general de peste 25 MW.

Atât timp cât industria a produs şi au existat suficiente resurse energetice primare interne, sub forma combustibililor clasici (mai ales CH_4), aceste mari CET au funcţionat cu indicatori tehnico - economici acceptabili, ţinându-se seama şi de nivelul tehnicii în acest domeniu la vremea respectivă.

Dacă acestea au fost premisele anilor "frumoşi" ai termoficării în ţara noastră, nu acelaşi lucru se poate spune pentru perioada de după 1980, şi mai ales după 1990. Astfel, începând cu

prima criză petrolieră mondială, dar mai ales după 1980, lipsa din ce în ce mai acută de combustibili superiori autohtoni, simultan cu creşterea cotei de combustibil din import şi cu preţul din ce în ce mai ridicat al acestuia, a determinat o oarecare încetinire a ritmului de realizare de noi mari CET industriale. În această perioadă, datorită crizei economice generale prin care trecea ţara, a început să se simtă lipsa combustibilului necesar CET-urilor existente. Ca urmare, au apărut reduceri ale cantităţilor de căldură şi energie electrică, furnizate consumatorilor, mai ales celor urbani, ceea ce a dus la crearea, în special în rândul populaţiei, a unei atitudini "anti-termoficare", care, din păcate, a continuat şi după 1990, din aceleaşi motive: lipsa resurselor financiare pentru a asigura cantităţile corespunzătoare de combustibil pentru CET în funcţiune.

Odată cu anii '90, reducerea brutală a producţiei industriale a făcut ca toate marile CET-uri din România să-şi reducă (în medie cu peste 50 %) producţia de căldură cu caracter industrial. Aceasta a determinat trecerea în conservare a multor capacităţi existente şi, bineînţeles, înrăutăţirea indicatorilor tehnico-economici de funcţionare. Creşterea sperată a producţiei de căldură în scopuri urbane s-a realizat într-o măsură foarte mică, putem spune nesemnificativă, pentru a putea schimba atitudinea populaţiei faţă de "termoficare". Pe acest fundal, mai mult sau mai puţin obiectiv, dar având explicaţii perfect obiective, suntem azi în situaţia de a răspunde întrebării de bază "Termoficarea încotro?"

Întrebarea retorică de mai sus are mai multe aspecte de natură tehnică şi economică:

a) ce se face cu sistemele de termoficare existente, multe din ele la finele duratei normate de serviciu, atât pentru instalaţiile din CET-uri , cât şi pentru cele ce compun sistemele de transport şi distribuţie a căldurii?

b) cum să se considere în continuare evoluţia simultană a cererii de căldură pentru industrie şi respectiv pentru consumatorii urbani ?

c) care să fie soluţiile tehnice adoptate în continuare pentru alimentarea cu căldură a celor două mari categorii de consumatori şi în sarcina cui să revină din punct de vedere financiar ?

d) odată cu atingerea duratei normate de serviciu a instalaţiilor din sistemele de termoficare existente, cu ce tip de instalaţii vor fi înlocuite, sau merită a se face noi investiţii şi cheltuieli pentru prelungirea duratei lor de funcţionare ?

e) în cazurile, azi foarte puţine la număr, ale unor aglomerări urbane care ar dori să treacă la sistemul centralizat de alimentare cu căldură, ce soluţie tehnică ar urma să se adopte ?

f) care ar fi preţurile de producere şi respectiv de vânzare a celor două forme de energie, pentru care soluţia de termoficare este rentabilă economic, atât pentru consumatori, cât şi pentru producători ?

Iată numai câteva întrebări la care trebuie date răspunsuri imediate şi pentru perspectivă. Ele vizează atât specialiştii - tehnicienii - din domeniu, cât şi economiştii şi chiar pe cei din domeniul legislativ - instituţional.

La unele aspecte ridicate de aceste întrebări s-a încercat să se răspundă în cadrul mesei rotunde "Situaţia şi perspectivele producerii combinate de energie electrică şi termică în România". Răspunsurile au venit atât de la lucrările prezentate, care au constituit elementele de amorsare a discuţiilor între specialiştii ce au participat, cât şi de la aceştia, prin numeroasele intervenţii, opinii şi propuneri expuse cu această ocazie.

O primă idee rezultată a fost necesitatea existenţei unor instrumente de calcul, pentru a determina condiţiile în care diversele soluţii de alimentare cu căldură pot avea eficienţă tehnico - economică. Ea s-a regăsit în lucrările prezentate de grupele de specialişti din U.P.B. şi I.S.P.E. - Bucureşti, intitulate: " **Condiţii de eficienţă pe termen mediu a diferitelor soluţii de alimentare cu căldură**" şi "**Model complex de analiză tehnico-economică pentru determinarea soluţiei optime de alimentare cu căldură**".

Din prezentările făcute de autorii şi referenţii lucrărilor sus-citate, cât şi din discuţiile şi opiniile exprimate în luările de cuvânt ale diverşilor specialişti, a rezultat necesitatea existenţei unor asemenea instrumente, aplicarea în practica curentă şi îmbunătăţirea lor în timp. În acest fel s-ar putea răspunde la principala întrebare "Termoficarea încotro ?"

În acelaşi domeniu s-a încadrat şi lucrarea elaborată de un grup mai mare de specialişti din ISPE Bucureşti cu titlul **"Analiza integrată a dezvoltării termoficării cu ajutorul pachetului**

de programare ENPEP - posibilităţi de optimizare a utilizării energiei şi de reducere a impactului asupra mediului". Ţinându-se seama de interesul temei tratate, încadrarea termoficării în strategia macroenergetică a ţării, lucrarea a suscitat numeroase discuţii. În funcţie de restructurarea volumului propusă autorilor lucrării, există propunerea ca ea să fie publicată eventual într-un număr dedicat problemei generale a strategiei energetice a tării.

Ideea optimizării funcţionării actualelor CET-uri, în condiţiile reale curente de exploatare, a fost abordată de mai mulţi specialişti din ICEMENERG - Bucureşti, în lucrările **"Repartiţia optimă a sarcinii termice pe agregatele din CET Craiova", Analiza consumului de combustibil în centralele cu producere combinată de energie electrică şi termică"** şi **"Simularea funcţionării grupului de condensaţie RLMZ - 210 MWe din CTE Brăila, în regimuri staţionare de termoficare".** S-a subliniat necesitatea existenţei unor metodologii simple de calcul, cu erori acceptabile, pentru a răspunde unor probleme curente de funcţionare şi exploatare a agregatelor din CET.

Producerea simultană şi combinată a căldurii şi energiei electrice în CET nu poate fi tratată independent de restul ansamblului sistemului de transport, distribuţie şi consum al căldurii. În acest sens, lucrarea **"Creşterea eficienţei sistemelor de alimentare cu căldură prin reducerea pierderilor în reţelele de transport şi distribuţie"** tratează o problemă spinoasă, şi anume problema pierderilor de căldură din reţelele sistemelor de termoficare actuale. Lucrarea prezintă o metodologie de calcul pe baza căreia se pot cuantifica diversele pierderi de căldură, inclusiv cele cu pierderile de agent şi arată care sunt cauzele şi posibilităţile de reducere a lor. Diversele luări de cuvânt pe marginea unor cifre privind pierderile de căldură din circuitul primar şi secundar au evidenţiat importanţa problemei, precum şi punctele de vedere diferite faţă de cele ale autorului lucrării.

A doua lucrare, **"Proceduri de identificare termică a ansamblului punct termic-construcţii, în scopul reabilitării energetice a sistemelor de încălzire prin termoficare",** constituie un instrument de analiză, verificat prin măsurători, a ansamblului punct termic-clădiri, la regimurile nenominale de funcţionare. Problema este deosebit de interesantă şi utilă, mai ales pentru cei care gestionează sistemul de transport şi distribuţie a căldurii. Totodată, se relevă importanţa cunoaşterii "comportamentului" real al beneficiarului căldurii, pentru a-i satisface calitativ şi cantitativ cerinţele.

În ce priveşte perspectiva termoficării, ca tip de soluţie tehnică, condiţiile tehnico-economice şi posibilităţile financiare concrete necesare realizării sale, urmează să se răspundă la întrebările: ce soluţie de termoficare şi la ce ordin de mărime (talie) ?

În acest cadru, lucrarea intitulată **"Utilizarea ciclului combinat gaze - abur în aplicaţii de termoficare"** a d-lui asistent ing. George Darie de la UPB, a permis evidenţierea rolului şi avantajelor termo-dinamice ale ciclului combinat gaze-abur de termoficare, în soluţionarea problemelor de viitor din ţara noastră ale producerii celor două forme de energie.

Cu regretul că timpul avut la dispoziţie în cadrul mesei rotunde pentru prezentarea şi a altor probleme, cum ar fi termoficarea de mică şi medie putere, cu turbine cu gaze cu cazane recuperatoare şi a celor cu motoare termice, nu a permis tratarea detaliată a aspectelor tehnico-economice ridicate de acestea, în calitate de conducător al discuţiilor consider că aceasta a deschis noi orizonturi în domeniul teoretic şi practic al termoficării în condiţiile tării noastre şi nu numai.

BIBLIOGRAFIE

[1] P o u l a i n , M . *Etudes des différents cycles.* Chauffage, ventilation et conditionnement, ianuarie 1995.

Prof. dr. ing. Victor Athanasovici
Universitatea "Politehnica" Bucureşti - Membru al Colegiului de Redacţie
Moderatorul mesei rotunde

P.S. Regretăm că din cauza lipsei de spaţiu grafic nu am putut încadra în acest număr următoarele lucrări prezentate şi comentate:

Dan Constantinescu: Proceduri de identificare a caracteristicilor termice ale componentelor circuitului secundar în scopul reabilitării energetice a sistemului de încălzire prin termoficare.

Mircea Beldiman: Creşterea eficienţei sistemelor de alimentare cu căldură prin reducerea pierderilor în reţelele de transport şi distribuţie.

Cititorii interesaţi le pot consulta fie la redacţie, fie la autori.

CONDIŢII DE EFICIENŢĂ PE TERMEN MEDIU A DIFERITELOR SOLUŢII DE ALIMENTARE CU CĂLDURĂ

ing. NICOLAE NICULESCU, ing. ANGELA BĂDULESCU ; ing. DANIELA CRISTESCU*;
ş.l. ing. ION SOTIR DUMITRESCU**

Lucrarea prezintă o metodologie şi un program de calcul original care permit generarea şi analiza comparativă a diferitelor soluţii de alimentare cu căldură a consumatorilor de tip urban.

Noutatea metodologiei concepute constă în posibilitatea reevaluării acestor soluţii ţinând seama de dinamica ansamblului format din sursa de căldură-sistemul de transport şi distribuţie-consumator, pe baza analizei unui număr mare de variante de echipare a surselor.

Rezultatele obţinute în urma unei astfel de analize, efectuată pe un număr semnificativ de cazuri, au condus la concluzii importante referitoare la condiţiile de eficienţă pe termen mediu a diferitelor soluţii de alimentare cu căldură, atât în cazul zonelor noi de consum, cât şi al celor existente, alimentate din sisteme centralizate.

The paper presents an original computation methodology allowing the generation and the comparative analysis of different heat supply solutions for domestic consumers.

The novelty of the methodology consists in the possibility to re-estimate these solutions taking into account the evolution of the assembly heat source-trasport system and distribution-consumer according to the analysis of a large number of variants for source equipping.

The results obtained following this analysis, carried out on a significant number of cases, led to important conclusions on mid-term efficiency conditions of different heat supply solutions, both in case of new consumption zones and the existing ones supplied from centralized systems.

Descriptori: alimentare cu căldură, eficienţă

Introducere

În condiţiile transformărilor prin care au trecut societatea şi economia românească în ultimii ani, apare tot mai frecvent necesitatea determinării pe baze noi, atât sub aspectul performanţelor echipamentelor, cât şi al criteriilor de analiză economică, a celor mai eficiente soluţii de alimentare cu căldură a consumatorilor .

În acelaşi timp, se impune a fi reanalizate soluţiile de tip centralizat, adoptate, de regulă, până în anul 1989, dezvoltate etapizat pe parcursul ultimilor 30 - 35 de ani, fie în sensul modernizării şi retehnologizării instalaţiilor şi echipamentelor, dacă aceste acţiuni se dovedesc eficiente economic, fie în sensul înlocuirii cu alte soluţii.

În cazul sistemelor de termoficare, datorită expirării duratei de viaţă a echipamentelor şi instalaţiilor, este de aşteptat ca în perioada următoare, cu precădere după anul 2000, să apară ieşiri din funcţiune ale acestora, respectiv diminuarea progresivă a capacităţii termice (şi

* Institutul de Studii şi Proiectări Energetice, Bucureşti
** Universitatea "Politehnica", Bucureşti, Facultatea de Energetică

electrice) instalate în centralele de termoficare. De aceea se pune problema oportunităţii refacerii capacităţii iniţiale a surselor, alternativa constând în renunţarea la sistemele de alimentare centralizată cu căldură şi realizarea unor sisteme de proporţii reduse, zonale sau individuale.

Analizele tehnico-economice ale soluţiilor de alimentare cu căldură a consumatorilor trebuie să ia în considerare mutaţiile produse odată cu trecerea la economia de piaţă, precum şi criteriile specifice acestor transformări în economia naţională, urmărind în acelaşi timp încadrarea soluţiilor propuse în programele de restructurare a sectorului energetic.

Pe de altă parte, simultan cu aceste transformări, au apărut puncte de vedere şi interese noi privind eficienţa economică, care nu este urmărită numai la nivelul economiei naţionale, ci şi de fiecare proprietar de instalaţii de producere a căldurii în parte, sau chiar de consumator.

Toate aspectele menţionate pledează pentru necesitatea reevaluării eficienţei diferitelor soluţii de alimentare cu căldură sub formă de apă fierbinte, ţinând seama atât de noile condiţii economico-financiare, cât şi de posibilităţile tehnicii mondiale actuale de realizare a soluţiilor respective.

Luând în considerare posibilităţile de previzionare a evoluţiei cererii de căldură, condiţionată de dezvoltarea socio-economică în perspectivă a ţării, se consideră că, pentru menţinerea valorilor prognozate în limite de eroare acceptabile, analiza trebuie realizată pe termen scurt sau mediu.

În scopul creării posibilităţii de stabilire a unei strategii cât mai adecvate în domeniul alimentării cu căldură, care să permită luarea unor decizii operaţionale, şi luând în considerare aspectele menţionate anterior cu privire la acurateţea datelor prognozate, s-a apreciat că termenul mediu de circa 15 ani ar reprezenta durata optimă de studiu.

1. Ipoteze luate în considerare la stabilirea metodologiei de comparare tehnico-economică a soluţiilor de alimentare cu căldură

Ţinînd seama de complexitatea problemei de rezolvat, pentru evaluarea eficienţei economice a diferitelor soluţii de alimentare cu căldură a consumatorilor de tip urban a fost conceput un model matematic, pe baza căruia a fost elaborat un program de calcul, ce constituie un instrument util în cadrul studiilor cu caracter general pentru fundamentarea deciziilor investiţionale.

Metodologia propusă oferă posibilitatea stabilirii unor strategii generale în domeniul alimentării cu căldură, dar şi a direcţiilor concrete de studiat pentru soluţionarea unor situaţii particulare şi foarte complexe. Originalitatea acestei metodologii constă în abordarea sistemică a problematicii şi considerarea tuturor elementelor care intervin în analiză, într-o continuă evoluţie pe parcursul întregii durate de studiu.

Principalele elemente care se iau în considerare în cadrul analizei tehnico-economice sunt:

- situaţia existentă a alimentării cu căldură a consumatorilor situaţi în conturul ce face obiectul analizei;
- evoluţia în timp a necesarului de căldură sub formă de apă fierbinte, aferent zonei de consum considerate;
- existenţa unei surse de alimentare centralizată cu căldură, inclusiv a sistemului de transport şi distribuţie aferent.

Ipotezele care au stat la baza metodologiei propuse sunt:

- durata maximă de studiu este de 30 ani; intervalul de analiză este opţional, atât ca durată, cât şi ca an de început;
- numărul de echipamente şi capacităţile unitare ale acestora ce urmează a fi instalate în surse în diversele soluţii de alimentare cu căldură corespund consumului maxim de căldură din perioada de studiu; în cazul în care în zona analizată există o sursă centralizată de alimentare cu căldură, se ia în considerare diferenţa maximă între sarcina termică necesară şi capacitatea disponibilă a sursei existente;
- momentul intrării în funcţiune a echipamentelor noi în cadrul diferitelor soluţii de alimentare cu căldură se stabileşte în funcţie de evoluţia necesarului de căldură în fiecare an al intervalului de studiu şi de capacitatea şi numărul echipamentelor;
- principalele soluţii de alimentare cu căldură incluse în metodologie sunt de tip centralizat, zonal sau individual, iar echipamentele de producere a căldurii sunt: instalaţii cu turbine cu abur, instalaţii

cu turbine cu gaze cu şi fără postardere, cicluri mixte gaze-abur, motoare termice, cazane de apă fierbinte şi cazane de apă caldă individuale;

- în cazul soluţiilor de cogenerare cu turbine cu abur, se ia în considerare numai funcţionarea în regim de termoficare;

- atât pentru echipamentele de bază (pentru producerea combinată a energiei termice şi electrice), cât şi pentru instalaţiile de vârf, se consideră numai instalaţii identice ca tip şi capacitate unitară;

- în cazul unor sisteme existente de alimentare cu căldură se au în vedere două situaţii:

• sistemul se menţine integral şi se extinde în măsura apariţiei noilor consumatori de căldură;

• sistemul se dezafectează parţial, corespunzător reducerii capacităţii sursei de căldură existente, consumatorii deconectaţi de la sistemul existent şi cei noi apăruţi fiind alimentaţi de surse de căldură zonale sau individual.

2. Metodologia de evaluare a eficienţei economice a soluţiilor de alimentare cu căldură

2.1. Stabilirea elementelor tehnice necesare calculului de eficienţă

Metodologia de analiză tehnico-economică presupune efectuarea de calcule în cadrul a două module de bază: un modul de generare a soluţiilor tehnic posibile de echipare a sursei şi de determinare a unor indicatori tehnici şi economici aferenţi fiecărei soluţii în parte şi un modul de calcul economico-financiar care, pe baza rezultatelor primului modul, calculează o serie de indicatori de eficienţă, cum sunt: venitul net actualizat (VNA), rata internă de rentabilitate (RIR), costul unitar actualizat (CUA), economia relativă de combustibil $\left(\Delta B/B_{\max}\right)$.

În cele ce urmează vor fi evidenţiate principalele etape de calcul parcurse în scopul stabilirii variantelor tehnic posibile de acoperire a necesarului de căldură sub formă de apă fierbinte şi a elementelor care determină valoarea luată de anumiţi indicatori economici de evaluare a eficienţei acestora.

Prima etapă porneşte de la determinarea necesarului maxim orar de căldură al consumatorilor din zona analizată, ţinând seama de evoluţia şi structura consumului şi, în cazul unor sisteme existente de alimentare cu căldură, constă în calculul deficitului maxim orar de capacitate termică disponibilă la sursă faţă de necesarul maxim cerut de consumator pentru fiecare din anii perioadei de studiu. Aceste valori se determină ţinând seama şi de pierderile de căldură în transport şi distribuţie.

Relaţiile utilizate pentru calculul pierderilor de căldură în reţelele termice sunt:

$$\Delta q_{rt} = \left(a^c + b^c d_m\right) L \quad [\text{MW}] \qquad (1)$$

unde:

a^c, b^c - coeficienţi ce caracterizează pierderile de căldură maxime în conducte, în kW/m, respectiv în kW/m^2;

d_m - diametrul mediu al reţelei, în m;

L - lungimea reţelei, în km.

Coeficienţii menţionaţi au valori diferite, în funcţie de tipul şi starea izolaţiei termice a reţelelor de transport şi distribuţie.

În cazul sistemelor de alimentare centralizată cu căldură, la care o parte din echipamentele sursei existente se casează şi nu se înlocuiesc cu echipamente noi, deci are loc dezafectarea parţială a sistemului de transport şi distribuţie, se calculează valoarea necesarului maxim orar de căldură ce mai poate fi acoperit în fiecare an din sursa respectivă, cu relaţia:

$$q_{cs,i} = q^c_{s,i} - \Delta q^M_{rt} \frac{q^c_{s,i}}{q^{CM}_s}, \quad [\text{MW}] \qquad (2)$$

unde:

$q_{cs,i}$ este necesarul de căldură maxim orar al consumatorilor ce pot fi alimentaţi de sursa existentă în anul "i", în MW;

$q^c_{s,i}$ - capacitatea termică disponibilă maximă a sursei existente în anul "i", în MW;

Δq^M_{rt} - pierderile de căldură maxim orare calculate pentru anul corespunzător capacităţii maxime a sursei existente, în MW;

q^{CM}_s - capacitatea termică maximă a sursei pe perioada de studiu, în MW.

Debitul maxim orar de căldură ce va trebui asigurat de noile echipamente rezultă, în cazul amplasării centralizate a acestora, din relaţia:

$$\Delta q_1^{\text{Max}} = q_c^{CM} + \Delta q^c_{rt} - q_s^{cm}, \quad [\text{MW}] \qquad (3)$$

în cazul acoperirii deficitului de capacitate termică cu surse individuale, din relaţia:

$$\Delta q_2^{\text{Max}} = q_c^{\text{CM}} + \Delta q_{rt}^{\text{M}} \frac{q_s^{cm}}{q_s^{\text{CM}}} - q_s^{cm}, \quad [\text{MW}] \quad (4)$$

în cazul acoperirii deficitului prin realizarea de surse zonale, din relaţia:

$$\Delta q_3^{\text{Max}} = \Delta q_2^{\text{Max}} \left[1 + \frac{L_s^o}{q_{cs}^o} \left(a_r^c + b_r^c d_{ms} \right) \right] \quad [\text{MW}] \quad (5)$$

Notaţiile utilizate în relaţiile 3 - 5 au următoarele semnificaţii:

q_c^{CM} - valoarea maximă pe perioada de studiu a necesarului maxim orar de căldură al consumatorilor, în MW;

Δq_{rt}^c - pierderile maxime orare de căldură în sistemul de transport şi distribuţie, corespunzătoare consumului q_c^{CM} de la sursa centralizată, în anul cu deficit maxim, în MW;

q_s^{cm} - valoarea minimă pe perioada de studiu a capacităţii termice disponibile a sursei centralizate existente, în MW;

L_s^o - lungime reţea secundară în primul an de studiu, în km;

q_{cs}^o - necesar maxim orar de căldură acoperit de sursa existentă în primul an de studiu, în MW;

a_r^c, b_r^c - coeficienţi ce caracterizează pierderile de căldură maxim orare în reţelele retehnologizate, în kW/m, respectiv în kW/m^2.

Relaţia (5) este determinată în ipoteza ca sursele de zonă sunt similare, din punctul de vedere al ariei acoperite, cu un punct termic din sistemul centralizat existent, iar reţelele de distribuţie aferente acestora au coeficienţi specifici de pierderi de căldură corespunzători unor reţele noi sau retehnologizate.

A doua etapă a calculului constă în stabilirea variantelor de echipare în funcţie de valorile maxime ale sarcinii termice.

În cazul soluţiilor de producere combinată a energiei electrice şi căldurii (centralizate şi zonale) se stabileşte capacitatea termică de bază nou instalată pentru valori cuprinse între 0 şi Δq_1^{Max}, respectiv Δq_3^{Max}.

Capacitatea de vârf este calculată cu o relaţie de forma:

$$q_{v\Sigma}^n = \Delta q_{1,3}^{\text{Max}} - n_b q_b^c \quad [\text{MW}] \quad (6)$$

unde:

n_b este numărul echipamentelor de bază;

q_b^c - capacitatea termică unitară a echipamentelor de bază, în MW.

Echipamentele de rezervă se aleg identice cu instalaţiile de vârf, astfel încât 1 ÷ 2 echipamente de rezervă să asigure capacitatea termică corespunzătoare unui echipament de bază, în caz de avarie a acestuia.

Corelarea dintre puterile electrice nominale şi capacităţile termice nominale este dată de indicii de termoficare corespunzători, cu excepţia turbinelor cu gaze cu postardere, pentru care se aplică relaţia:

$$q_{\text{TGPA}} = \frac{P_{\text{TG}}}{y_{\text{TG}}} \frac{1}{\alpha_{\text{TGPA}}}, \quad [\text{MW}] \quad (7)$$

unde:

P_{TG} este puterea turbinei cu gaze, în MW;

y_{TG} - indicele de termoficare al turbinei cu gaze, în kW/kW;

α_{TGPA} - coeficientul de termoficare al turbinei cu gaze cu postardere, $\alpha_{\text{TGPA}} \in [0{,}25 \div 1]$.

Ca ipoteză de alegere a variantei de echipare cu ciclu mixt gaze-abur s-a considerat:

$$\frac{P_{\text{TG}}}{P_{\text{TA}}} = 1{,}1 \div 1{,}7, \quad (8)$$

unde:

P_{TA} este puterea turbinei cu abur, în MW.

În cazul în care există mai multe valori ale P_{TG}, care satisfac această relaţie, se alege cea pentru care valoarea raportului este cea mai mare.

Numărul de surse zonale este:

$$n_z = \frac{\Delta q_3^{\text{Max}}}{q_z^c} \text{ întreg, rotunjit superior,} \quad (9)$$

în care:

q_z^c este capacitatea nominală a unei surse de căldură zonale, şi anume 6,8 MW.

În cazul alimentării individuale a consumatorilor de căldură s-a considerat o singură soluţie, şi anume cea cu centrală termică de apartament, cu capacitate nominală $q_{ca} = 0{,}03$ MW.

A treia etapă de calcul constă în determinarea anului punerii în funcţiune a echipamentelor, care se stabileşte în mod diferit în funcţie de tipul sursei de căldură (centralizată, de zonă sau individuală).

În cazul sursei centralizate, pentru fiecare an (i) se calculează gradul de asigurare a consumului de căldură, Δq_i, care reprezintă diferența dintre sarcina termică la sursă și capacitatea disponibilă a sursei în anul respectiv.

Se consideră necesară punerea în funcțiune a unui echipament în anul în care raportul dintre gradul de asigurare a consumului de căldură și debitul maxim de căldură ce trebuie livrat de sursă corespunde relației:

$$\frac{\Delta q_i}{q^{c*}_{c,i}} > 0{,}85\frac{\Delta t_i}{20 - t^c_e}, \qquad (10)$$

unde:

Δt_i este reducerea de temperatură interioară acceptată pentru condițiile vârfului de consum termic (de ex.: 2^0 C), în ^{0}C;

t^c_e - temperatura exterioară de calcul, în ^{0}C;

$q^{c*}_{c,i}$ - debitul maxim de căldură asigurat de sursă în anul "i" pentru acoperirea necesarului de consum $q^c_{c,i}$, în MW.

Pentru anii următori unei puneri în funcțiune se recalculează gradul de asigurare a consumului, ținându-se seama de noua capacitate termică a sursei, calculul repetându-se în același fel.

Pentru situația alimentării din surse zonale, programul de intrare în funcțiune a celor n_z surse se stabilește considerându-se că o sursă zonală intră integral în funcțiune.

Determinarea numărului de surse necesare în fiecare an se face pe baza relației:

$$n_{z,i} = \frac{\Delta q_i}{q^c_z}, \qquad (11)$$

în care "Δq_i" depinde de numărul surselor zonale puse în funcțiune în anii anteriori.

În cazul surselor individuale se procedează în mod similar, acoperindu-se în fiecare an deficitul, recalculat cu luarea în considerare a numărului surselor individuale puse în funcțiune în anii anteriori.

A patra etapă de calcul, conform metodologiei propuse, prevede determinarea mărimilor energetice necesare calculului economic.

Determinarea cantităților de căldură anuale livrate de sursă se face cu relația:

$$Q^a = q^c\left(\frac{20{,}4}{20 - t^c_e}N_z + 1200\right), \quad \text{[MWh/an]} \qquad (12)$$

unde:

q^c este debitul nominal de căldură la sursă, în MW;

N_z - numărul anual de grade zile corespunzător zonei de consum.

Cantitățile anuale de căldură livrate de sursă țin seama și de pierderile anuale de căldură în rețelele de transport și distribuție.

Acestea se calculează în mod analog pierderilor maxime orare, considerându-se însă coeficienți specifici medii de pierderi de căldură (a^{md}, b^{md}) pe o durată de 8000 h/an.

În cazul înlocuirii echipamentelor casate din sursa centralizată existentă și/sau extinderii acesteia, acoperirea curbei de sarcină se realizează în ordinea descrescătoare a indicelui de termoficare al echipamentelor.

Se calculează participarea fiecărui tip de echipament (cu același indice de termoficare) la acoperirea curbei clasate anuale a necesarului de căldură pe baza unui coeficient de termoficare orar parțial, α^c_k, determinat cu relația:

$$\alpha^c_k = \frac{\sum_1^k q_{bk}}{q^{c*}_{c,i}}, \quad k = 1...n, \qquad (13)$$

în care:

k este numărul de ordine acordat echipamentelor cu același indice de termoficare;

q_{bk} - capacitatea termică de bază a echipamentelor cu numărul de ordine "k", în MW;

Se determină apoi coeficienții anuali de termoficare corespunzători fiecărui tip de instalații de bază și în consecință, cantitatea de căldură anuală Q^a_b livrată de fiecare dintre acestea cu relația:

$$Q^a_b = \left(\alpha^a_k - \alpha^a_{k-1}\right)Q^a_{s,i}, \quad \text{[MWh/an]} \qquad (14)$$

unde:

$Q^a_{s,i}$ este cantitatea totală livrată anual de sursa de căldură, în MWh/an;

α^a_k - coeficient de termoficare anual parțial, corespunzător echipamentelor cu numărul de ordine "k".

Cantitatea de căldură livrată de totalitatea instalațiilor de vârf este:

$$Q^a_v = Q^a_{s,i}\left(1 - \alpha^a_n\right), \quad \text{[MWh/an]} \qquad (15)$$

în care:

α^a_n este coeficientul de termoficare anual, corespunzător cantității anuale de căldură livrată de instalațiile de bază.

Energia electrică produsă în termoficare se calculează cu relaţia:

$$E_T = \sum_k Q_b^a \, y_k \,, \text{ [MWh/an]} \qquad (16)$$

unde:

Q_b^a este cantitatea anuală de căldură livrată de echipamentele de bază;

y_k - indicele de termoficare corespunzător echipamentelor cu număr de ordine "k".

În ipoteza funcţionării turbinelor cu abur după grafic termic, energia electrică produsă anual de acestea este exclusiv energia electrică în termoficare. În cazul turbinelor cu gaze, energia electrică totală produsă de acestea este:

$$E_p = 8000 \cdot n_{TG,i} \cdot P_{TG}, \text{ [MWh/an]} \qquad (17)$$

considerându-se că acestea funcţionează la putere constantă întregul an.

Pentru motoare termice s-a considerat, ca şi la turbinele cu abur, funcţionarea după grafic termic; în cazul ciclului mixt turbina cu abur funcţionează după grafic termic, iar cea cu gaze întregul an la putere constantă.

În funcţie de producţia de energie electrică se calculează şi consumurile anuale de combustibil. Consumul de combustibil pentru producerea căldurii este determinat în funcţie de randamentul cazanelor energetice şi/sau al cazanelor de apă fierbinte corespunzătoare. Pentru turbina cu abur aferentă ciclului mixt nu se consideră consum de combustibil, nici pentru producerea energiei electrice, nici pentru producerea energiei termice.

Un element important, care intervine în calculul eficienţei soluţiilor de alimentare cu căldură, este energia electrică pentru pomparea agentului termic, aceasta calculându-se cu relaţia:

$$E_{pp} = e \cdot Q_{s,i}^a, \text{ [MWh/an]} \qquad (18)$$

în care:

e este consumul specific de energie de pompare în sistemul primar, respectiv secundar, în MWh/MWh.

Acesta trebuie evaluat diferit funcţie de caracteristicile actuale şi în perspectivă ale sistemului de transport şi distribuţie a căldurii pentru care se face analiza.

2.2. Calculul indicatorilor de analiză economico-financiară

Cel de-al doilea modul al metodologiei are ca obiect analiza economico-financiară a soluţiilor de alimentare cu căldură şi se realizează pe baza următorilor indicatori: VNA, RIR, CUA, $\Delta B/B_{max}$.

Venitul net actualizat al unei soluţii pe întreaga durată de studiu se calculează cu relaţia:

$$VNA = \sum_{i=1}^{n_s} \frac{VN_i}{(1+a)^i} - \frac{\sum A_{n_s} - \sum I_{R,n_s}}{(1+a)^{n_s}}, \text{ [\$]} \qquad (19)$$

în care:

VN_i este venitul net din anul "i", în \$;

a - rata de actualizare, actualizarea făcându-se la anul de început al perioadei de studiu;

$\sum A_{n_s}$ - suma anuităţilor rămase neplătite la sfârşitul perioadei de studiu, în \$;

I_{R,n_s} - investiţia totală rămasă neamortizată la sfârşitul perioadei de studiu;

n_s - durata de studiu, în ani.

Venitul net anual se calculează cu relaţia:

$$VN_i = V_i - C_i, \text{ [\$/an]} \qquad (20)$$

unde:

V_i este venitul brut din anul "i", în \$/an.

C_i - cheltuielile totale din anul "i", în \$/an.

Veniturile brute anuale se calculează în funcţie de producţiile anuale de energie electrică şi termică şi tarifele de vânzare a acestora.

Cheltuielile anuale se determină pe baza următoarelor componente:

- cheltuielile cu combustibilul;
- cheltuielile anuale de exploatare ale surselor existente şi noi;
- cheltuielile anuale de exploatare ale reţelelor de transport şi distribuţie existente şi noi, inclusiv reţelele secundare;
- cheltuieli anuale de exploatare a punctelor termice;
- cheltuieli anuale pentru pomparea agentului termic primar şi secundar;
- cheltuieli cu anuităţile corespunzătoare investiţiilor efectuate.

Pentru determinarea anuităţilor se foloseşte relaţia:

$$A = I(D-1)\left(\frac{1}{D^{nc}-1}+1\right), \quad [\$/an) \quad (21)$$

în care s-a notat:

$$D = 1 + \frac{d}{100},$$

şi unde:

I este investiţia, în $;

d - dobânda la credit, în %;

n_c - durata de creditare, în ani.

După calculul venitului net actualizat se poate determina şi rata internă de rentabilitate, RIR, care este valoarea ratei de actualizare pentru care VNA = 0.

Costul unitar actualizat al energiei s-a calculat cu relaţia:

$$CUA = \frac{\sum_{i=1}^{n_c} \frac{C_i}{(1+a)^i}}{\sum_{i=1}^{n_c} \frac{(E_{l,i}+Q_{c,i})}{(1+a)^i}}, \quad [\$/MWh] \quad (22)$$

unde:

$E_{l,i}$ este energia electrică livrată în anul "i", în MWh/an;

$Q_{c,i}$ - energia termică livrată la consumatori în anul "i", în MWh/an.

Economia relativă de combustibil ($\Delta B/B_{max}$) reprezintă raportul dintre economia de combustibil obţinută într-o variantă faţă de varianta cu consum maxim de combustibil şi consumul de combustibil din varianta cu consum maxim. Cei doi factori ai raportului se determină în condiţii de echivalenţă a cantităţilor de energie electrică şi termică produse.

3. Rezultate ale aplicării metodologiei şi programului de calcul propus

Rezultatele analizei tehnico-economice efectuate cu ajutorul programului de calcul realizat pe baza metodologiei prezentate, pentru numeroase cazuri, diferenţiate prin mărimea şi evoluţia necesarului de căldură, tipul combustibilului utilizat, condiţiile de finanţare (dobânzi şi termene de rambursare a creditelor), tarifele energiei electrice şi termice etc., au permis obţinerea unor concluzii referitoare la eficienţa diferitelor soluţii de alimentare cu căldură examinate în ipotezele şi condiţiile luate în considerare.

În tabelele 1 şi 2 se prezintă soluţiile optime de echipare a surselor de căldură rezultate pentru o parte din cazurile analizate, în condiţiile în care combustibilul disponibil este gazul natural, respectiv cărbunele.

Cazurile 1 şi 2 prezentate în tabele se referă la zone noi de consum, cu un necesar maxim orar de căldură care atinge, eşalonat, valori de 70 MW, respectiv 300 MW, care în prezent nu dispun de surse centralizate de alimentare cu căldură, iar cazurile 3, 4, 5 şi 6 sunt caracterizate de existenţa unor surse centralizate de alimentare cu căldură şi a unor sisteme de transport şi distribuţie a căldurii.

Tabelul 1

Venitul net actualizat al soluţiilor selectate pentru cazurile analizate, în ipoteza utilizării de hidrocarburi

Cazul studiat	Necesar de căldură de acoperit [MW]	Venitul net actualizat (VNA) [mii$] (a=0,10)				Modul de echipare al sursei în soluţia optimă
		Surse centralizate		Surse descentralizate		
		cu producere combinată	numai cu producere de căldură	centrale zonale	centrale termice individuale	
1	70	22880	- 8184	- 6669	-9730	TG 5 x 5,0 MW CAF 3 x 5,82 MW
2	300	88622	- 31076	- 26271	- 38321	TG 4 x 25,0 MW CAF 3 x 29,08 MW
3	100	144110	71000	64511	60102	TGPA 2 x 40 MW
4	400	358710	39552	49468	39755	TGPA 3 x 80 MW
5	500	329775	-23160	- 2078	- 43557	TG-A 4 x(80 +50) MW CAF 2 x 58,15 MW
6	1000	996726	-	- 53401	- 135409	TG-A 4x(200+120) MW CAF 2 x 116,3 MW

Notă: TG - turbina cu gaze; TGPA - turbina cu gaze cu postardere; TG-A - ciclu mixt gaze-abur; CAF - cazan de apă fierbinte

Tabelul 2

Venitul net actualizat al soluţiilor selectate pentru cazurile analizate, în ipoteza utilizării carbunelui

Cazul studiat	Necesar de căldură de acoperit [MW]	Venitlul net actualizat (VNA) [mii$] (a=0,10)				Modul de echipare al sursei în soluţia optimă
		Surse centralizate		Surse descentralizate		
		cu producere combinată	numai cu producere de căldură	centrale zonale	centrale termice individuale	
1	70	- 5303	- 5091	- 3668	-6388	CAF 2 x 3,45 MW
2	300	-6269	-18753	- 14280	- 25214	TA 1 x 50 MW CAF 3 x 58,15 MW
3	100	150946	153577	144629	140496	CAF 6 x 29,08 MW
4	400	187221	147195	153075	145004	TA 1 x 120 MW CAF 2 x 116,3 MW
5	500	288981	140707	150785	112723	TA 2 x 120 MW CAF 1 x 116,3 MW
6	1000	483973	-	165801	92610	TA 3 x 120 MW CAF 4 x 116,3 MW

Notă: TA - turbina cu abur; CAF - cazan de apă fierbinte

Ultimele patru cazuri, reprezentând analize efectuate asupra unor sisteme de alimentare cu căldură existente, sunt diferenţiate prin sarcini termice existente, situate între 300 MW şi 1100 MW, cu evoluţii în perioada de studiu între 460 MW şi 1200 MW, sistemele fiind caracterizate prin lungimi totale ale reţelelor primare cuprinse între 26 şi 171 km, cu diametre medii între 300 şi 500 mm.

În aceste sisteme, sursele centralizate existente sunt centrale electrice de termoficare cu turbine cu abur la parametri cuprinşi între 9 MPa, 510 °C şi 14 MPa, 550 °C şi cazane de apă fierbinte cu capacităţi de 58 MW şi 116 MW.

Capacităţile disponibile de căldură ale centralelor de termoficare existente se reduc în perioada de studiu ca urmare a casării unor echipamente cu durate de viaţă depăşite, cu valori cuprinse între 40 % şi 60 %, cu excepţia cazului 3, la care capacitatea disponibilă existentă a sursei se menţine la valoarea iniţială.

În aceste patru cazuri soluţiile de alimentare cu căldură analizate se referă la asigurarea unor sarcini termice maxime orare la finele intervalului de studiu de 100 MW, 400 MW, 500 MW şi respectiv 1000 MW.

Rezultatele analizelor efectuate prin aplicarea metodologiei şi programului propus asupra cazurilor descrise mai sus sunt redate în tabelele 1 şi 2, care conţin soluţiile optime de alimentare cu căldură şi modul de echipare a surselor, stabilite pe baza criteriului VNA determinat pentru o rată de actualizare de 10 %.

Valorile acestui indicator sunt redate pentru cele mai avantajoase soluţii din cadrul a patru grupe mari de variante studiate, şi anume:

- surse centralizate cu producere combinată de energie electrică şi căldură;
- surse centralizate numai cu producere de căldură;
- surse descentralizate, zonale, cu capacităţi maxime de 6,8 MW;
- surse descentralizate constând din centrale termice individuale.

Din analiza rezultatelor calculelor şi compararea indicatorilor de eficienţă economică a celor mai avantajoase soluţii din cele patru grupe, pentru cazurile examinate au rezultat soluţii optime diferite în funcţie de combustibilul utilizat.

În ipoteza utilizării hidrocarburilor rezultă următoarele:

• Pentru toate cazurile examinate, soluţiile cu surse centralizate prezintă indicatorii de eficienţă economică cei mai avantajoşi.

• În cazurile unor zone noi de consum (cazurile 1 şi 2), cu sarcini termice cuprinse între 70 MW şi 300 MW, soluţiile optime rezultate sunt cele de tip centralizat, sursele noi de căldură fiind echipate cu turbine cu gaze cu puteri unitare diferite, în funcţie de mărimea necesarului de căldură.

În situaţia unor restricţii în aplicarea unor astfel de soluţii (asigurarea importului de echipamente, lipsa resurselor de gaze etc.), pentru sarcini termice situate în jurul valorii minime analizate (70 MW), cele mai avantajoase soluţii se

dovedesc soluţiile descentralizate, cu surse zonale de puteri mici. La valori ale sarcinii termice apropiate de valoarea cea mai mare examinată (300 MW), soluţiile descentralizate se apropie ca eficienţă economică de soluţiile centralizate cu turbine cu abur. Pentru valori ale sarcinii termice sub 70 MW, în cazurile unor zone noi de consum, soluţiile de alimentare cu căldură a consumatorilor pot fi de tipul descentralizat, zonale sau individuale, în funcţie de mărimea sarcinii termice şi evoluţia în timp a acesteia, de densitatea de consum, de costurile şi performanţele tehnice ale echipamentelor.

• În cazurile unor zone de consum care în prezent sunt alimentate din surse existente, au rezultat mai avantajoase soluţiile de alimentare centralizată cu căldură, prin echiparea centralelor existente cu turbine cu gaze cu postardere, pentru sarcini termice maxime orare cuprinse între 100 MW şI 400 MW (cazurile 3 şi 4) sau cicluri mixte gaze-abur, pentru sarcini termice maxime orare cuprinse între 500 MW şi 1000 MW (cazurile 5 şi 6). În toate cele patru cazuri, numărul şi capacitatea unitară a echipamentelor diferă în funcţie de mărimea sarcinii termice.

În situaţia unor restricţii în aplicarea soluţiilor de mai sus, rezultatele calculelor evidenţiază următoarele:

* pentru sarcini termice neacoperite cuprinse între 100 MW şI 400 MW, soluţiile de alimentare cu căldură cu surse centralizate sau individuale sunt aproape echivalente la valori ale sarcinii termice mai apropiate de limita inferioară, iar pentru limita superioară rezultă mai avantajoasă soluţia de producere combinată cu turbine cu abur, celelalte soluţii având indici mai dezavantajoşi, dar cu valori comparabile între ele;

* pentru sarcini termice neacoperite mai mari de 500 MW, soluţia de producere combinată cu turbine cu abur este net eficientă faţă de soluţiile de tip zonal sau individual.

În ipoteza utilizării cărbunelui, rezultatele sunt următoarele:

• În cazurile unor zone noi de consum (cazurile 1 şi 2), cu sarcini termice cuprinse între 70 MW şi 300 MW, soluţiile optime rezultate sunt de tipul descentralizat (pentru sarcini termice situate către valoarea minimă) şi constau în centrale termice zonale echipate cu cazane de apă fierbinte şi de tipul centralizat (pentru sarcini termice apropiate celei mai mari valori examinate) şi constau în realizarea unor surse echipate cu turbine cu abur.

• În cazurile unor zone de consum, care în prezent sunt alimentate din surse existente, au rezultat mai avantajoase soluţiile de alimentare centralizată cu căldură, prin echiparea centralelor existente cu noi capacităţi (pentru înlocuirea celor ieşite din funcţiune şi extinderea pentru preluarea creşterilor de consum) alcătuite din turbine cu abur şi cazane de apă fierbinte pentru preluarea vârfului de consum.

Concluzii

Metodologia propusă pentru analiza soluţiilor de alimentare cu căldură a zonelor noi de consum urban sau a zonelor care în prezent sunt alimentate cu căldură din surse centralizate, permite generarea unui număr mare de variante care pot fi ierarhizate pe baza unor indicatori de eficienţă specifici.

Noutatea metodologiei şi a programului de calcul elaborat pe baza acesteia constă în posibilitatea reevaluării soluţiilor de alimentare cu căldură, ţinând seama de evoluţia în timp a necesarului de căldură, a sistemelor de producere, transport şi distribuţie a căldurii, în cazul unor sisteme centralizate existente, permiţând analiza unui număr important de variante de echipare a surselor.

Metodologia prezentată permite determinarea soluţiilor generale de alimentare cu căldură (tipul ciclului, gradul de centralizare), precum şi determinarea domeniilor în care se situează valorile optime ale puterilor unitare ale echipamentelor, pe baza unor indicatori economico-financiari selectaţi.

Aplicarea metodologiei propuse asupra unui număr de cazuri reprezentând zone noi de consum urban sau zone existente alimentate din sisteme centralizate, a permis stabilirea condiţiilor de eficienţă pe termen mediu a diferitelor soluţii de alimentare cu căldură a consumatorilor.

Referent: prof. dr. ing. Victor Athanasovici - Facultatea de Energetică, Universitatea "Politehnica" Bucureşti

(Primit la 7 martie 1995, acceptat la 22 martie 1995)

Se prezintă concepţia unui model complex pentru alegerea asistată de calculator a variantei optime de alimentare cu energie a unui consumator. Pe baza unui minim de date de intrare şi a unei baze de date privind caracteristicile tehnice ale principalelor echipamente energetice utilizabile pentru alimentarea cu căldură şi energie electrică modelul permite stabilirea soluţiilor tehnice posibile de alimentare, le analizează comparativ din punct de vedere tehnico-economic şi ecologic, stabilind varianta optimă şi ierarhia celorlalte. În final, analizează sensibilitatea rezultatului calculelor la variaţia unor parametri de natură economică. Modelul este conceput în ideea unui sistem conversaţional cu utilizatorul, având multiple opţiuni privind acceptarea soluţiilor rezultate.

The model of a programme enabling the selection of the computer aided optimum solution for the energy supply of a consumer in a ready form, is presented herein. The programme establishes the possible technical solutions for heat and electricity supply relying on minimum input data as well as a data base on the technical characteristics of the main power equipment. The programme compares the solutions from technical, economical and ecological point of view, selecting the optimum variant and establishing the hierarchy of other solutions. Finally, programme analyses the computation result sensitivity function of economic parameters variation. The programme allows the dialogue with the operator who has many options regarding the acceptance of the solutions proposed by the programme, or the implementation of necessary solutions.

MODEL COMPLEX DE ANALIZĂ TEHNICO - ECONOMICĂ PENTRU DETERMINAREA SOLUŢIEI OPTIME DE ALIMENTARE CU CĂLDURĂ

Prof. dr. ing. VICTOR ATHANASOVICI; ş.L. ing. ION SOTIR DUMITRESCU; as. univ. ing. RĂZVAN DUPLEAC*

Descriptori: alimentare cu căldură, analiză tehnico-economică, modele

Prezentare generală

Problema soluţiei optime de alimentare cu căldură a unui contur industrial sau urban, în contextul economic prezent şi de perspectivă, este de mare actualitate, atât pentru ţara noastră, cât şi pentru restul lumii. Aceasta cu atât mai mult cu cât, într-o serie de ţări conservatoare în privinţa soluţiei de alimentare cu căldură, prin folosirea fie a energiei electrice, fie a centralelor termice, în ultimii cinci ani s-a dezvoltat, şi se extinde din ce în ce mai mult, soluţia de termoficare, aşa cum este ea numită în aceste tări, de "cogenerare".

* Universitatea "Politehnica" Bucureşti, Facultatea de Energetică

Este adevărat că anvergura soluţiei de cogenerare aplicată în aceste ţări - Franţa, Italia, Anglia, Olanda, Japonia, S.U.A. etc. - diferă de cea existentă la noi în ţară şi în ţările est-europene, dar şi faţă de Germania, Suedia, Austria etc., ţări cu veche tradiţie în acest domeniu.

Plecând de la aceste realităţi, lucrarea de faţă îşi propune să prezinte concepţia unui model complex şi o aplicaţie concretă a sa, pentru determinarea soluţiei optime de alimentare cu căldură a unui consumator "concentrat" de căldură, sub forma unei întreprinderi ori platforme industriale, a unui consumator urban "concentrat" sau a unui aşa-numit consumator terţiar, de genul unui spital, a unui mare ansamblu comercial etc.

Noutatea lucrării constă în modelul adoptat în vederea utilizării tehnicii actuale de calcul, care

depăşeşte nivelul calculelor tehnico-economice aplicate curent până în prezent. Modelul este conceput astfel încât, pe baza informaţiilor primite prin datele de intrare şi a celor existente în baza sa de date, să îşi poată alege singur soluţia tehnică, tipul şi mărimea echipamentelor energetice utilizate în cadrul fiecărei soluţii. Pe acestea le analizează apoi pe baza unor criterii tehnico-economice pentru stabilirea soluţiei optime. Alegerea criteriului tehnico-economic este făcută în funcţie de cazul concret analizat.

Deci, soluţiile tehnic analizate, echipamentele folosite şi modul lor de încărcare, precum şi criteriul tehnico-economic aplicat pentru stabilirea soluţiei optime sunt gândite să fie făcute de către calculator, fără să necesite intervenţia utilizatorului. În final, după stabilirea soluţiei optime, modelul permite analiza, în aceeaşi manieră, a sensibilităţii variantelor respective la variaţia unor parametri de natură economică.

Construcţia modelului este de tip conversaţional, ceea ce permite utilizatorului să intervină în diversele secvenţe pentru a-şi impune propriile sale soluţii tehnice sau echipamente energetice utilizate, ori criteriul tehnico-economic de aplicat sau parametrul în baza căruia să fie analizată sensibilitatea rezultatului final.

Condiţii iniţiale

La realizarea modelului s-au avut în vedere următoarele:

* generalitatea aplicabilităţii sale, din punctul de vedere al sistemelor tarifare utilizate pentru energia electrică, căldură, combustibili, al naturii combustibililor utilizaţi, al criteriilor tehnico-economice aplicate, ca şi din punctul de vedere al naturii consumatorului şi al situaţiei lui energetice iniţiale - dacă are sau nu sursă proprie de energie şi de ce tip este aceasta;

* decizia privind varianta optimă are la bază criterii tehnice, economice, de fiabilitate şi de protecţie a mediului. Aceste criterii se găsesc în baza de date, utilizatorul având posibilitatea - la cerere - de a alege unul din criterii;

* accesul la baza de date, cu posibilitatea completării şi/sau reactualizării sale, în funcţie de necesităţile utilizatorului.

Ipoteze avute în vedere

Modelul de calcul are la bază următoarele ipoteze de calcul:

* sursa de alimentare cu energie poate fi proprie sau nu pentru conturul considerat;

* sursa de alimentare cu energie există - fiind vorba de o extindere a ei - sau este o sursă complet nouă.

Soluţiile tehnice avute în vedere sunt:

- soluţia " separată", cu căldură din CT utilizând combustibili clasici şi cu energie electrică din SEN;

- soluţia "totul electric", cu căldură din CT cu cazane electrice şi cu energie electrică din SEN;

- soluţia de "termoficare-cogenerare" din CET utilizând turbine cu abur cu contrapresiune şi/sau cu condensaţie şi prize reglabile, turbine cu gaze, ciclul mixt abur-gaze, motoare termice;

- soluţii "combinate", inclusiv cu pompe de căldură:

* sistemele tarifare privind energia electrică, căldură şi combustibil sunt cunoscute;

* criteriile de decizie din punct de vedere tehnic, economic, al fiabilităţii şi al poluării mediului sunt cunoscute.

Schema logică

Modelul are la bază schema logică de principiu, prezentată în figura 1. Ea este formată din două părţi: baza de date - modulul "0" - şi partea executabilă, compusă din nouă module.

Modulul "0", baza de date, cuprinde informaţiile privind :

* principalele caracteristici tehnice ale echipamentelor energetice care urmează să fie folosite: cazane, cazane recuperatoare, turbine, motoare termice etc.;

* tarifele utilizate pentru plata energiei electrice, a căldurii şi a combustibililor;

* valori ale investiţiilor specifice pentru fiecare tip de echipament energetic.

Este de remarcat faptul că submodulul "tarife" permite utilizarea valorilor conţinute, dar totodată asigură posibilitatea modelării oricărui alt tip de tarif dorit de către utilizator.

Modulul 1, date de intrare, cuprinde toate precizările tehnice şi economice ale stadiului actual şi de perspectivă pentru obiectivul existent sau pentru cel care urmează a fi realizat. Ele se referă la:

- agenţii termici utilizaţi şi parametrii lor;

- consumurile orare în regimurile caracteristice şi cele anuale, pe forme şi parametri ai purtătorilor de energie, pentru perioada dorită de utilizator;

- stadiul sursei sau surselor de energie electrică existentă(e), privind capacităţile instalate şi disponibile, combustibilii utilizaţi, caracteristicile tehnice ale principalelor instalaţii energetice existente, durata de serviciu faţă de durata de viaţă.

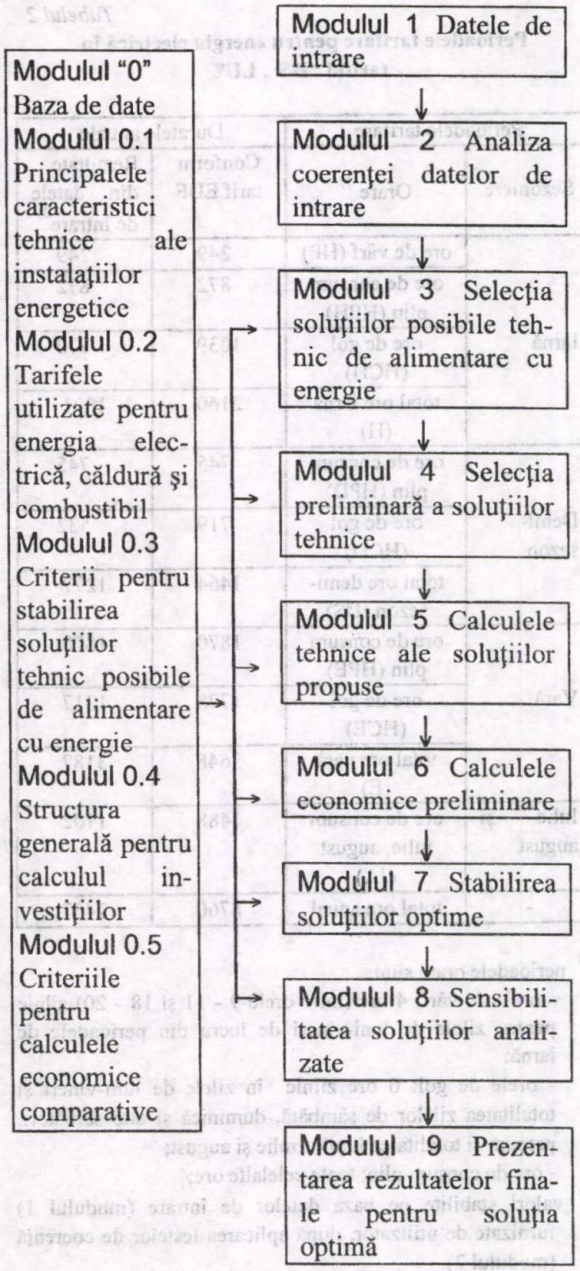


Fig. 1. Schema logică a modelului de calcul.

Modulul 2, analiza coerenţei datelor de intrare furnizate de utilizator, constă în:

* verificarea exactităţii şi coerenţei datelor de intrare furnizate de utilizator în cadrul modulului 1, pe baza unor chei, fie de natură strict tehnică, fie tehnică şi economică (de exemplu, corelarea valorilor consumurilor cu valorile maxime sau medii şi duratele anuale respective);

* luarea deciziei - prin cheile propuse de model, sau la dorinţa utilizatorului - privind valorile datelor de intrare care vor fi considerate mai departe în calcule.

Modulul 3, stabilirea soluţiilor posibile din punct de vedere tehnic pentru alimentarea cu căldură şi energie electrică a obiectivului în cauză, permite stabilirea soluţiilor de alimentare cu energie în funcţie de datele de intrare furnizate de utilizator în cadrul modulului 1 şi verificate în modulul 2. Aceasta se face pe baza criteriilor propuse în cadrul modelului privind soluţiile tehnice şi pe baza caracteristicilor tehnice ale echipamentelor existente în baza de date.

Modulul 4, selecţia preliminară a soluţiilor tehnice, constă într-o triere a soluţiilor rezultate din modulul anterior. Ea se face în regim conversaţional cu utilizatorul, după cerinţele acestuia de a reţine mai departe numai anumite soluţii din cele rezultate în urma modulului 3.

Modulul 5, calcule tehnice ale variantelor rămase după selecţia făcută în cadrul modulului 4, constă în calculele de încărcare termică şi/sau electrică ale principalelor echipamente energetice (cazane, turbine, motoare termice) instalate în cadrul fiecărei variante tehnice de echipare a sursei de alimentare cu energie. Rezultă, în final, producţia anuală de energie şi consumul anual de combustibil.

Modulul 6, calculele economice preliminare, constau în stabilirea regimului tarifar optim pentru energia electrică şi durata anuală optimă de funcţionare în regim de termoficare (pentru variantele de termoficare). Ele se fac în modul în care a fost gândit modelul, deoarece sistemul tarifar pentru energia electrică se poate modifica la dorinţa utilizatorului.

Modulul 7, stabilirea variantei optime, conţine calculele tehnico-economice în baza criteriului selectat prin model, sau a celui impus de utilizator. Rezultă ordinea soluţiilor tehnice analizate şi, bineînţeles, varianta optimă.

Modulul 8, semnificaţia variantelor analizate, cuprinde un studiu al modificării eficienţei economice a soluţiei optime obţinută în modulul anterior, sau a oricărei alte soluţii din cele analizate economic, în funcţie de variaţia

diverşilor parametri economici principali (investiţii, costuri specifice, tarife, rata dobânzii etc.), care intervin în criteriul economic aplicat. Această analiză este concepută să fie făcută prin modelul propus, dar ea poate fi făcută şi la cererea utilizatorului, pentru un alt parametru dorit de el.

Modulul 9, rezultatele finale, constă într-o prezentare succintă a soluţiei optime: schema sa termică de principiu, principalele caracteristici tehnice şi economice, precum şi prezentarea din punctul de vedere al emisiilor poluante.

EXEMPLU DE APLICARE

În continuare se prezintă, succint, rezultatele calculelor făcute pe baza modelului propus mai sus, pentru o fabrică de hârtie, pentru condiţiile din Franţa.

Întreprinderea are o centrală termică proprie, ce produce abur saturat la 1,2 MPa, cu două cazane de 4,2 şi 4,7 kg/s, care, din punctul de vedere al stării tehnice pot rămâne în funcţiune în continuare, şi unul de 3,33 kg/s ce trebuie înlocuit . Energia electrică este preluată din reţeaua electrică publică.

Se pune problema determinării variantei optime de sursă de alimentare cu căldură şi energie electrică a întreprinderii, în condiţiile în care pe o perioadă de opt ani consumurile sale de energie au valorile prezentate în tabelul 1, valori rezultate în urma prelucrării datelor de intrare cu ajutorul testelor de coerenţă din modulul 2 al modelului.

Tabelul 1

Consumurile de energie ale întreprinderii în anii caracteristici [1)]

Anul	Putere electrică maximă consumată [MW]	Energie electrică anuală [MWh / an ; GJ / an]	Debit maxim de abur[2)] [kg/s]	Cantitate anuală de abur ** [10^3 kg/an]
1 (de referinţă)	8,5	45831 / 164992	8,44	182171
3	8,5	45831 / 164992	8,44	182171
5	9,7	58112 / 209203	10,72	231167
8	10,5	62907 / 226465	11,39	246081

1) în perioadele dintre anii caracteristici consumurile de energie rămân aceleaşi;

2) abur la 1 MPa

Tariful aplicat în prezent pentru cumpărarea energiei electrice este de tipul "B+", versiunea "Lungă utilizare", caracterizat de o durată anuală a puterii electrice maxime cerută de 5991 h/an şi o durată a puterii medii orare anuale de 7457 h/an.

Tariful "B+", existent în modulul 0 (baza de date), cuprinde patru perioade sezoniere şi opt perioade orare, ale căror durate sunt prezentate în tabelul 2.

Tabelul 2

Perioadele tarifare pentru energia electrică în tariful "B + , LU"

Perioadele tarifare		Duratele anuale	
Sezoniere	Orare [1)]	Conform tarif EDF	Rezultate din datele de intrare[2)]
Iarnă	ore de vârf (HP)	249	249
	ore de consum plin (HPH)	872	872
	ore de gol (HCH)	1039	770
	total ore iarnă (H)	2160	1891
Demi-sezon	ore de consum plin (HPD)	745	745
	ore de gol (HCD)	719	532
	total ore demi-sezon (DS)	1464	1277
Vară	ore de consum plin (HPE)	1870	1870
	ore de gol (HCE)	1778	1317
	total ore vară (E)	3648	3187
Iulie şi august	ore de consum iulie, august (JA)	1488	1102
-	total ore anual	8760	7457

1) perioadele orare sunt:
- orele de vârf: 4 ore (între orele 9 - 11 şi 18 - 20) zilnic pentru zilele de luni-vineri de lucru din perioadele de iarnă:
- orele de gol: 6 ore zilnic în zilele de luni-vineri şi totalitatea zilelor de sâmbătă, duminică şi alte sărbători, precum şi totalitatea lunilor iulie şi august;
- ore de consum plin: toate celelalte ore;

2) valori stabilite pe baza datelor de intrare (modulul 1) furnizate de utilizator, după aplicarea testelor de coerenţă (modulul 2)

Ţinându-se seama de valorile duratelor regimurilor orar-sezoniere pentru tarifarea energiei electrice (tabelul 2), corelate cu valorile anuale ale necesarului respectiv (tabelul 1) (pentru anul 1), din analiza făcută în cadrul modulului 2 al modelului, a rezultat structura sezonieră a consumului de energie electrică redată în tabelul 3.

Tabelul 3

Structura sezonieră a consumului de energie electrică

Sezonul	Lunile	Energie electrică consumată		Puterea electrică medie atinsă [MW]	Cota din puterea maximă anunţată [1] [%]
		[MWh]	[GJ]		
Iarnă	ianuarie	4452	16027,2		
	februarie	2819,6	13750,61	-	-
	decembrie	3944,4	4199,8		
	total iarnă	12216,0	43977,6	6460	84,44
Demi-sezon	martie	4117,2	14821,9	-	-
	noiembrie	3980,4	14329,4		
	total demi-sezon	8097,6	29151,3	6341	82,89
Vară	aprilie	4029,6	14506,6		
	mai	386,2	13914,7		
	iunie	3447,6	12411,4	-	-
	septembrie	3879,6	13966,6		
	octombrie	3594,0	12938,4		
	total vară	18816,0	67737,6	5904	77,18
Iulie-august	iulie	3481,2	12532,3	-	-
	august	3219,6	11590,6		
	total iulie-august	6700,8	24122,9	6081	79,48
-	total anual	45830,4	164989,4	6146	80,343

[1] valoarea impusă furnizorului prin contract de către consumator pentru a fi asigurată în orice moment, de 7650 kW

Pentru combustibilul consumat de CT, care este gazul natural, în urma unei analize asemănătoare a datelor de intrare şi cu aplicarea testelor de coerenţă, au rezultat consumurile din tabelul 4. Prezentarea lor sezonieră corespunde tarifului adoptat (introdus în baza de date), care a fost de tip "STS, cu reducere", conform tarifelor franceze ale GdF.

Tabelul 4

Structura sezonieră a consumului de gaz natural

Perioada sezonieră	Lunile componente	Consumuri în [1]	
		[MWh_{pci}]	[GJ_{pci}]
Iarnă	ianuarie	13535,6	48728,1
	februarie	11863,1	42707,2
	martie	13005,4	46819,5
	noiembrie	12617,5	45422,9
	decembrie	13202,7	47529,7
	total iarnă	64224,3	231207,4
Vară	aprilie	11665,7	41996,6
	mai	11349,9	40859,7
	iunie	10538,3	37937,9
	iulie	10181,4	36653,0
	august	9180,3	33049,2
	septembrie	11412,1	41083,6
	octombrie	10657,9	38368,4
	total vară	74985,6	269948,3
Total anual		139209,9	501155,7

[1] PCI : putere calorică inferioară

Prin calcule de coerenţă făcute în cadrul modulului 2, pentru randamentul mediu anual de 88,2 %, dat de utilizator prin datele iniţiale, au rezultat următoarele valori ale producţiei anuale de căldură ale CT:

- iarna 64224,3 0.882= 56645,8 MWh utili (203924,9 GJ utili)
- vara 74985,6 0,882 = 66137,3 MWh utili (238094,4 GJ utili)
- total anual: 442019,3 GJ utili

Ţinându-se seama de parametrii aburului produs ($12 \cdot 10^5$ Pa şi 188 °C) şi de temperatura medie a condensatului returnat (85 °C), din calculele de coerenţă efectuate în cadrul modulului 2 a rezultat un debit mediu anual de abur produs de 6,86 kg/s, pentru o producţie anuală de 19278613 kg (vezi tabelul 1).

Din datele iniţiale privind cheltuielile anuale pentru energia electrică cumpărată a rezultat: 16384,9 kF/an, care a dus la un preţ mediu anual de 35,75 cF/kWh.

Pentru combustibil, la o valoare a cheltuielilor de 9959,6 kF/an a rezultat un preţ mediu anual de 6,40 cF/kWh PCI, respectiv 7,25 cF/kW utili.

În urma analizei datelor de intrare (modulul 1), a bazei de date (modulul 0) privind caracteristicile tehnice ale echipamentelor şi criteriile pentru alegerea soluţiilor, au rezultat - în baza modulelor 3 şi 4 ale modelului - soluţiile tehnice prezentate în tabelul 5.

Conform bazei de date - modulul 0 - principalele caracteristici tehnice ale turbinelor cu gaze folosite în variantele de CET sunt cele din tabelul 6.

Calculele tehnice prevăzute în modulul 5 s-au făcut simultan cu cele economice preliminare cuprinse în modulul 6.

Criteriul adoptat pentru acestea din urmă a fost minimizarea cheltuielilor anuale totale aferente combustibilului şi/sau energiei electrice cumpărate, ţinându-se seama de tarifele corespunzătoare aplicate (conform modulului 0 al bazei de date). În urma acestor calcule a rezultat că în condiţiile respective de tarifare, în cazul soluţiilor de CET-cogenerare (variantele 2 - 6), turbinele cu gaze rentează să funcţioneze numai în perioadele sezonului de "iarnă" şi "demi-sezon", adică o perioadă de 5 luni/an, conform sistemului de tarifare a energiei electrice (vezi tabelul 2). Ca urmare, în cursul acestor sezoane, în variantele de CET, energia electrică suplimentar produsă de turbine (pe seama căldurii livrate de ele) faţă de necesarul întreprinderii, este vândută sistemului la 50 % din preţul ei de cumpărare, corespunzător aceleiaşi perioade tarifare orar-sezoniere. În restul anului - perioadele sezonului de "vară" şi iulie-august, turbinele se opresc, CET-ul funcţionând în regim de CT cu cazanele pe combustibil instalate în acest scop.

Ţinându-se seama de aceste regimuri de funcţionare, cu încărcarea corespunzătoare a turbinelor şi a diverselor cazane, conform modulului 5 au rezultat energiile termice produse anual (tabelul 7), energiile electrice produse şi consumate anual (tabelul 8) şi consumurile anuale totale de combustibil (tabelul 9).

În urma calculelor tehnico-economice comparative făcute în cadrul modulului 7, pe baza criteriului termenului de recuperare a investiţiilor, criteriu impus de utilizator , au rezultat valorile din tabelul 10. Din analiza sa se constată că soluţia optimă este varianta 3.1, având termenul de recuperare minim.

Tabelul 5

Variante tehnice analizate

Anul	Soluţii şi variante de echipare					
	CT	CET - cogenerare				
1 (de referinţă)	Centrală termică existentă					
2	Centrală termică existentă					
3	instalarea: 2 x 55 kg/s cazane abur la 1,2 MPa saturat	instalarea: 2 TG (SOLAR CENTAUR tip H) x x3,9 MW+2 CR de 2,78 kg/s, cu 2 variante 2.1 cu PC 2.2 fără PC (+1 CZ de 5,5 kg/s pe GN sau păcură)	instalarea: 2 TG (RUSTON TYPHOON) x x 3,9 MW + 2 CR de 2,78 kg/s, cu 2 variante 3.1 cu PC 3.2. fără PC (+1 CZ de 5,55 kg/s pe GN sau păcură)	instalarea: 2 TG ALLISON 501 KB5 x 3,925 MW + 2 CR de 2,78 kg/s, cu 2 variante 4.1 cu PC 4.2 fără PC (+1 CZ de 5,55 kg/s pe GN sau păcură)	instalarea: 2 TG RUSTON TORNADO x 6,25 + 2 CR cu 2 variante 5.1 1 CR de 4,17 kg/s cu PC + 1 CR de 4.17 kg/s fără PC 5.2. 2 CR de 4,17 kg/s fără PC (+ 1 CZ de 5,55 kg/s pe GN sau păcură)	instalarea: 2 TG ALLISON CX 571 x 5,91 MW + 2 CR cu 2 variante 6.1 1 CR de 4,17 kg/s cu PC + 1 CR de 4,17 kg/s fără PC 6.2 2 CR de 4,17 kg/s fără PC (+1 CZ de 5,55 kg/s pe GN sau păcură)
4	-	instalarea: 1 TG (SOLAR CENTAUR tip H) x 3,9 MW + 1 CR de 2,78 kg/s fără PC	instalarea: 1 TG (RUSTON TYPHOON) x 3,9 MW + 1 CR de 2,78 kg/s fără PC	instalarea: 1 TG ALLISON 501 KB 5 x 3,925 MW + 1 CR de 2,78 kg/s fără PC	-	-
5 - 8	-	-	-	-	-	-
total final	1 CZ de 4.2 kg/s + 1 CZ de 4,7 kg/s existente + 2 CZ de 5,55 kg/s noi	1 CZ de 4,2 kg/s + 1 CZ de 4,7 kg/s existente + 3 TG de 3,9 MW + 2.1 2 CR de 2,78 kg/s cu PC + 1 CR de 2,78 kg/s fără PC 2.2 3 CR de 2,78 kg/s fără PC + 1 CZ de 5,55 kg/s pe GN sau păcură	1 CZ de 4,2 kg/s + 1 CZ de 4,7 kg/s existente + 3 TG de 3.9 MW + 3.1 2 CR de 2,78 kg/s cu PC + 1 CR de 2,78 kg/s fără PC 3.2. 3 CR de 2,78 kg/s fără PC + 1 CZ de 5,55 kg/s pe GN sau păcură	1 CZ de 4,2 kg/s + 1 CZ de 4,7 kg/s existente + 3 TG de 3,925 MW + 4.1 2 CR de 2,78 kg/s cu PC + CR de 2,78 kg/s fără PC 4.2 3 CR de 2,78 kg/s fără PC + 1 CZ de 5,55 kg/s pe GN sau păcură	1 CZ de 4,2 kg/s + 1 CZ de 4,7 kg/s existente + 2 TG de 6,25 MW + 5.1 1 CR de 4,17 kg/s cu PC + 1 CR de 4.17 kg/s fără PC 5.2. 2 CR de 4,17 kg/s fără PC + 1 CZ de 5,55 kg/s pe GN sau păcură	1 CZ de 4,2 kg/s + 1 CZ de 4,7 kg/s existente + 2 TG de 5,91 MW + 6.1 1 CR de 4,17 kg/s cu PC + 1 CR de 4,17 kg/s fără PC 6.2. 2 CR de 4,17 kg/s fără PC + 1 CZ de 5,55 kg/s pe GN sau păcură

Notaţii folosite: TG : turbină cu gaze în termoficare; CR cu PC: cazan recuperator cu postcombustie; CR fără PC: cazan recuperator fără postcombustie; CZ : cazan clasic cu combustibil; GN : gaz natural;

Tabelul 6

Principalele caracteristici tehnice ale turbinelor cu gaze instalate în C.E.T.

Tipul turbinei	Puterea electrică nominală [kW]	Consumul specific de combustibil $\left(\frac{\text{kcal / kWh}}{\text{kJ / kJ}}\right)$	Debitul de gaze prelevat de turbină [kg/s]	Temperatura gazelor evacuate din turbină [°C]
SOLAR CENTAUR- H	3880	$\frac{3074}{3,505}$	17,5	533
RUSTON TYPHOON	3903	$\frac{2851}{3,316}$	16,8	517
RUSTON 501-KB 5	3925	$\frac{2940}{3,419}$	15,7	533
RUSTON TORNADO	6249	$\frac{2838}{3,301}$	27,7	485
ALLISON 571-KB	5920	$\frac{2669}{3,104}$	19,5	554

Tabelul 7

Energia termică produsă anual (în GJ/an)

Anul	Sezonul	Producţie anuală în variantele de:					
		CT		CET - cogenerare			
		1		2,3 şi 4		5 şi 6	
		din CZ noi	total [2]	din CZ noi [1]	total [2]	din CZ noi [1]	total [2]
1 şi 2	H + DS	0	77,4	0/0	77,4	0/0	77,4
	E + (J-A)	0	104,8	0/0	104,8	0/0	104,8
	total	0	182,2	0/0	182,2	0/0	182,2
3	H + DS	0	77,4	53,8/0	77,4	77,4/0	77,4
	E+(J-A)	0	104,8	0/72,9	104,8	0/104,8	104,8
	total	0	182,2	53,8/72,9	182,2	77,4/104,8	182,2
4 şi 5	H + DS	63,4	98,2	76,0/0	98,2	76,0/0	98,2
	E+(J-A)	85,7	133,0	0/102,9	133,0	0/102,9	133,0
	total	149,1	231,2	76,0/102,9	231,2	76,0/102,9	231,2
6, 7 şi 8	H + DS	63,4	104,5		104,5		104,5
	E + (J - A)	85,7	141,5		141,5		141,5
	total	149,1	246,0		246,0		246,0

[1] numărătorul corespunde variantelor 2.1 ... 6.1 iar numitorul variantelor 2.2 .. 6.2;

[2] valorile sunt identice pentru toate variantele, corespunzând necesităţilor întreprinderii;

Notaţii folosite pentru diversele sezoane: H : iarnă; DS: demi-sezon; E: vară; J-A: iulie - august.

Tabelul 8

Energia electrică produsă, cumpărată şi/sau vândută anual
[în MWh/an]

Anul	Sezonul		Varianta CT	Variante de CET - cogenerare				
1 şi 2	H + DS	p	0	0	0	0	0	0
		c	19470,5	19470,5	19470,5	19470,5	19470,5	19470,5
		v	0	0	0	0	0	0
	E + (J-A)	p	0	0	0	0	0	0
		c	26360,2	26360,2	26360,2	26360,2	26360,2	26360,2
		v	0	0	0	0	0	0
	total	p	0	0	0	0	0	0
		c	45830,7	45830,7	45830,7	45830,7	45830,7	45830,7
		v	0	0	0	0	0	0
3	H + DS	p	0	24583,7	24710,4	24868,8	39600,0	37445,7
		c	19470,5	0	0	0	0	0
		v	0	5113,1	5239,9	5398,3	20129,5	17975,2
	E + (J-A)	p	0	0	0	0	0	0
		c	26360	26360	26360	26360	26360	26360
		v	0	0	0	0	0	0
	total	p	0	24583,7	24710,4	24868,8	39600,0	37445,7
		c	45830,7	26360,1	26360,1	26360,1	26360,1	26360,1
		v	0	5113,1	5239,9	5398,3	20139,5	17975,2
4 şi 5	H + DS	p	0	36875,5	37065,6	37319,0	39600,0	37445,7
		c	24688,2	0	0	0	0	0
		v	0	12187,3	12377,4	12630,8	14911,8	12757,5
	E + (J-A)	p	o	0	0	0	0	0
		c	33424,2	33424,2	33424,2	33424,2	33424,2	33424,2
		v	0	0	0	0	0	0
	total	p	0	36875,5	37065,6	37319,0	39600,0	37445,7
		c	58112,4	33424,2	33424,2	33424,2	33424,2	33424,2
		v	0	12187,3	12377,4	12630,8	14911,8	12757,5
6,7 şi 8	H + DS	p	0	36875,5	37065,6	37319,0	39600,0	37445
		c	26725,2	0	0	0	0	0
		v	0	10150,3	10340,4	10593,8	12874,8	10720
	E + (J-A)	p	0	0	0	0	0	0
		c	36182,0	36182,0	36182,0	36182.0	36182,0	36182,0
		v	0	0	0	0	0	0
	total	p	0	36875,5	37065,6	37319,0	39600,0	37445
		c	62907,2	36182,0	36182,0	36182,0	36182,0	36182,0
		v	0	10150,3	19340,4	10593,8	12874,8	10720

Notaţii folosite: p - energie produsă; c - energie cumpărată; v - energie vândută

Restul notaţiilor corespund tabelului 7.

Tabelul 9

Consumurile anuale de combustibil

[$MWh_{PCI/an}$]

Anul	Sezonul[1]		Varianta CT	Variante de CET - cogenerare[2]				
1 şi 2	H + DS	TG	0	0	0	0	0	0
		tot	59141,6	59141,6	59141,6	59141,6	59141,6	59141,6
	E + (J-A)	TG	0	0	0	0	0	0
		tot	80068,4	80068,4	80068,4	80068,4	80068,4	80068,4
	total	TG	0	0	0	0	0	0
		tot	139210,0	139210,0	139210,0	139210,0	139210,0	139210,0
3	H + DS	TG	0	87881,7	81906,2	85006,5	130691,9	116201,7
		tot	59141,6	105868,1	99892,6	102992,9	130691,9	116201,7
	E + (J-A)	TG	0	0	0	0	0	0
		tot	80068,4	78954,0	78954,0	78954,0	78467,0	78467,0
	total	TG	0	87881,7	81906,2	85006,5	130691,9	116201,7
		tot	139210,0	184822,1	178846,6	181946,9	209158,9	194668,7
4 şi 5	H + DS	TG	0	131822,6	122821,3	127563,9	130691,9	116201,7
		tot	74079,5	148768,9	139807,6	144510,2	147638,2	133148,0
	E + (J-A)	TG	0	0	0	0	0	0
		tot	100292,6	100030,40	100030,4	100030,4	100030,4	100030,4
	total	TG	0	131822,6	122821,3	127563,9	130691,9	116201,7
		tot	174372,1	248799,3	239838,0	244540,6	247668,6	233178,4
6, 7 şi 8	H + DS	TG	0	131822,6	122861,3	127563,9	130691,9	116201
		tot	78921,3	148768,9	139807,6	144510,2	147638,2	133148
	E + (J-A)	TG	0	0	0	0	0	0
		tot	106847,6	107962,0 106454,3	107962,0 106454,3	107962,0 106454,3	107962,0 106454,3	107962,0 106454,3
	total	TG	0	131822,6	122861,3	127563,9	130691,9	116201,
		tot	185768,9	256730,9 255223,2	247769,6 246261,9	252472,2 250964,5	255600,2 254092,5	241110,0 239602,3

[1] Notaţiile folosite: TG - consumul anual de combustibil pentru turbinele cu gaze; tot - consumul anual total de combustibil

[2] numărătorul corespunde variantelor 2.1 .. 6.1 iar numitorul variantelor 2.2 .. 6.2

Restul notaţiilor corespund tabelului 7.

Tabelul 10

Rezultatele calculului tehnico-economic

Varianta		Elemente de calcul [1]	Anul				
			1,2	3	4,5	6,7,8	Total ani1...8 [2]
CT	1	I	0	11538	0	0	11538
		C	24482	24482	30100	32313	206103
		TR	0	0	0	0	0
CET	2.1	I	0	33600	14000	0	47600
		C	24482	18978	23922	25663	168293
		TR	0	4,01	5,87	5,45	5,35
	2.2	I	0	35380	14000	0	49380
		C	24482	18978	23922	25442	167630
		TR	0	4,34	6,16	5,53	5,54
	3.1	I	0	33600	14000	0	47600
		C	24482	18304	22941	24664	162660
		TR	0	3,57	5,06	4,73	4,65
	3.2	I	0	35380	14000	0	49380
		C	24482	18304	22941	24443	162997
		TR	0	3,86	5,31	4,83	4,83
	4.1	I	0	33600	14000	0	47600
		C	24482	18576	23358	25080	165014
		TR	0	3,74	5,37	5,01	4,92
	4.2	I	0	35380	14000	0	49380
		C	24482	18576	23358	24859	164351
		TR	0	4,04	5,64	5,10	5,10
	5.1	I	0	52330	0	0	52330
		C	24482	17936	23171	24893	163439
		TR	0	6.24	5.91	5.52	5.77
	5.2	I	0	55200	0	0	55200
		C	24482	17936	23171	24673	162779
		TR	0	6,68	6,33	5,74	6,09
	6.1	I	0	54526	0	0	54526
		C	24482	17039	22273	23995	158082
		TR	0	5,78	5,51	5,19	5,40
	6.2	I	0	57087	0	0	57087
		C	24482	17039	22273	23775	157392
		TR	0	6,13	5,84	5,35	5,64

[1] Notaţii folosite: I - investiţii totale în kF; C - cheltuieli anuale totale în kF; TR - termenul de recuperare a investiţiilor în ani, calculat faţă de varianta CT

[2] Valorile TR sunt medii ponderate pe perioada de studiu

Concluzii

Aplicarea modelului propus în prezenta lucrare, pentru elaborarea ulterioară a unui program avansat de determinare a soluţiei optime de alimentare cu căldură şi energie electrică a unui consumator concentrat, aşa cum rezultă şi din exemplul dat, are un mare grad de generalitate. Aceasta este asigrată de diversitatea soluţiilor tehnice şi a echipamentelor energetice posibil de utilizat, precum şi de sistemul conversaţional cu utilizatorul, care permite orice modificare în funcţie de dorinţa acestuia.

Aplicarea sa impune realizarea iniţială a unei baze de date cuprinzătoare, posibil a fi adusă continuu la zi, pentru a utiliza echipamentele energetice adecvate, atât tehnic, cât şi din punct de vedere economic.

Realizarea modelului este gândită astfel încât programul de calcul elaborat ulterior pe baza sa să permită sistemul conversaţional cu utilizatorul, asigurând evitarea unor erori pe parcursul calculelor. Folosirea sa presupune însă că utilizatorii sunt specialişti în domeniu.

BIBLIOGRAFIE

[1] *La tarification de l'électricité en France.* Mission Cogénération. In : Gaz de France, 1991.

[2] *Étude de prefaisabilité de cogénération.* Mission Cogénération. In : Gaz de France, 1991.

[3] Gas Turbine World Handbook, 1991

Referent: ing. Nicolae Niculescu - Institutul de Studii şi Proiectări Energetice

(Primit la 4 mai 1993, acceptat la 22 martie 1994)

Articolul are ca obiect de studiu problema repartiţiei optime a sarcinii electrice şi respectiv a celei termice între agregatele unei centrale electrice de termoficare (CET). Tipurile de centrale la care se poate aplica soluţia propusă sunt cele cu grupuri de termoficare şi centrală termică (cazane de abur industrial şi cazane de apă fierbinte). Soluţia problemei, propusă în articol, este următoarea: modelarea strategiilor posibile de încărcare a agregatelor din centrala considerată şi alegerea strategiei optime pe baza unui criteriu de optim economic definit astfel :"Suma cheltuielilor totale de producţie = MINIMA."

The paper is aimed at the optimum repartition of electric load and thermal duty between the assemblies of a thermal power plant. The types of power plants to which the solution proposed can be applied are those with district heating units and thermal power station (industrial steam boilers and hot water boilers). The solution of the problem proposed in the paper is the following: modelling the possible testing strategies.

REPARTIŢIA OPTIMĂ A SARCINII TERMICE PE AGREGATE LA CET CRAIOVA II

ing. CONSTANTIN POPESCU; dr. ing. DAN GOLICIU; ing. ALEXANDRU MIHĂIŢĂ*

Descriptori: Optimizări, CET Craiova II

1. Punerea problemei

În contextul actual al necesităţii realizării de economii de combustibil la centralele electrice, cu menţinerea nivelului necesarului de căldură furnizată consumatorilor urbani şi industriali, precum şi a energiei electrice livrate Sistemului Energetic Naţional, problema care se pune este de a repartiza optim sarcina electrică şi termică între agregatele unei centrale electrice de termoficare (CET), cu ajutorul unui algoritm matematic, în vederea minimizării cheltuielilor totale de producţie pentru energia electrică şi respectiv termică.

Pe plan naţional şi mondial, problema optimizării repartiţiei sarcinii termice şi a celei electrice pe agregatele unei centrale electrice cu cogenerare a fost rezolvată cu ajutorul diferitelor modele matematice de optimizare, care au la bază sisteme de ecuaţii liniare sau neliniare [2] . Aceste tipuri de soluţii sunt foarte bune pentru rezolvarea problemelor de mărime medie şi mare, adică pentru centrale de cogenerare cu bare colectoare şi cu posibilităţi de alimentare cu căldură a consumatorilor urbani din mai multe surse, şi anume: din turbine (TA), din cazane de apă fierbinte (CAF), din cazane de abur industrial (CAI) şi din staţii de reducere răcire (SRR).

Pentru cazul centralelor electrice de cogenerare simple: grupuri de termoficare, cazane de apă fierbinte şi cazane de abur industrial, o soluţie posibilă de rezolvare este cea propusă în articolul de faţă, şi anume: modelarea strategiilor posibile de încărcare ale agregatelor din centrală şi alegerea variantei optime de încărcare pe baza unui criteriu de optim economic. Acest din urmă caz este studiat în articolul de faţă.

2. Metodologie de calcul

2.1. Criteriul aplicat

În cadrul modelului matematic de repartiţie realizat (ROS), repartiţia optimă a sarcinii termice şi electrice pe agregatele din centrală se obţine prin minimizarea unui criteriu definit de următoarea relaţie:

$$\sum^{n} (\text{Cheltuieli Totale}) = \text{MINIMA},$$

* Institutul de Cercetări şi Modernizări Energetice , Bucureşti

unde:

C_h^i sunt cheltuielile necesare pentru producerea energiei electrice, respectiv termice pentru fiecare agregat "i" din centrală, în unităţi monetare [lei] , (cazan de abur energetic - CAE, cazan de abur industrial - CAI, cazan de apă fierbinte - CAF), ţinând cont de:

- consumurile interne de energie electrică pentru producerea energiei electrice, respectiv termice, în [kWh/MWh], respectiv în [kWh/MW];
- consumurile interne de energie termică pentru producerea energiei electrice, respectiv termice;
- consumurile de energie electrică şi combustibil pentru pornirea agregatului "i" în cazul în care este necesar.

2.2. Ipoteze de lucru

Ipotezele de lucru ale modelului matematic sunt următoarele:

• grupuri de cogenerare cu sau fără supraîncălzire intermediară;

• necesarul de căldură pentru consumatorul urban este asigurat din următoarele capacităţi:

* turbine;
* cazane de apă fierbinte;
* cazane de abur industrial (schimbătoare de termoficare de vârf);

• nu există staţii de reducere-răcire pentru acoperirea consumului de căldură urban;

• cazane de apă fierbinte cu caracteristici de proiect identice sau diferite;

• cazane de abur industrial cu caracteristici de proiect identice sau diferite;

• necesarul de abur pentru consumatorul industrial este asigurat din cazane de abur industrial sau din grupuri.

2.3. Descrierea algoritmului matematic

Datele de intrare necesare :

• pentru fiecare agregat sunt necesare următoarele tipuri de date:

* date de încărcare termică şi/sau electrică;
* parametrii de stare;
* mărimi ce caracterizează starea actuală a echipamentelor;

• parametrii pe conturul de bilanţ, şi anume: E (energia electrică livrată [MWh]), Q_u (căldura livrată consumatorului urban [MJ/s]), D_i (debitul de abur livrat consumatorului urban, [kg/s]), B_{nec} (consumul de combustibil pentru asigurarea E, Q_u, D_b[tcc]).

Funcţia obiectiv care trebuie optimizată este dependentă de numărul de echipamente existente în centrală. Funcţia obiectiv utilizată are următoarea formulare: **"Suma cheltuielilor totale de producţie a energiei electrice şi a celei termice ".**

Forma parametrizată a funcţiei obiectiv este următoarea:

• $F = F(\sum B_{gr}, \sum B_{CAF}, \sum B_{CAI}, \sum C_{et}, P_{cb}, P_{el})$

unde:

B_{gr} - consumul de combustibil al grupurilor, in (MJ)

B_{CAF} - consumul de combustibil al CAF-urilor, in (MJ)

B_{CAI} - consumul de combustibil al CAI-urilor, in (MJ)

C_{et} - cheltuieli generate de consumurile proprii termice şi electrice necesare pentru producerea energiei electrice şi a celei termice, în [lei];

P_{cb} - preţul combustibilului utilizat, [lei/MJ]

P_{el} - preţul energiei electrice consumate, [lei/kWh].

2.4. Algoritmul de calcul

Algoritmul de repartiţie are la bază următoarele condiţii esenţiale, determinate de modul de rezolvare a problemei prin modelarea strategiilor de încărcare, şi anume:

1. Se acoperă căldura necesară în ordinea descrescătoare a indicilor de termoficare (se încarcă maşinile în termoficare maximă); căldura rămasă se asigură din sursele de vârf, care se aleg în funcţie de criteriul economic definit la pct.2.1.

2. Dacă energia electrică este impusă de DEN, atunci se asigură cu prioritate energia electrică, iar căldura neacoperită se va asigura din sursele de vârf (CAF-uri, CAI-uri), care se aleg conform criteriului definit la pct. 2.1. Soluţia problemei presupune, deci, următorii paşi:

• modelarea strategiilor posibile de încărcare pentru grupuri;

• alegerea variantei de încărcare a grupurilor în funcţie de energia electrică şi, respectiv, de căldura ce trebuie asigurate;

• căldura suplimentară se asigură din CAF şi/sau CAI, pe baza criteriului de optim economic definit anterior.

Observaţie: Conform celor arătate anterior, rezultă că problema se rezolvă secvenţial, eliminând sistemul de ecuaţii inerent în alte metode (mult mai puternice din punct de vedere matematic). Eliminarea sistemului de ecuaţii care rezolvă problema duce la îmbunătăţiri în ceea ce priveşte viteza algoritmului de repartiţie.

În figura 1 este prezentată schema logică simplificată a algoritmului de repartiţie.

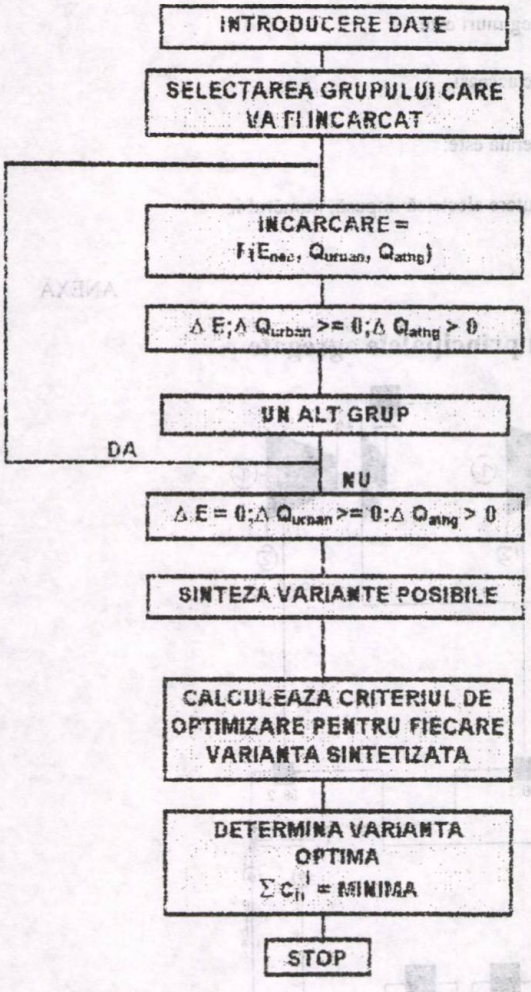


Fig.1. Algoritmul de calcul al repartiţiei optime a sarcinii termice:

- E_{nec} - energia electrică impusă de DEN dacă este cazul, in [MWh];
- Q_{urban} - căldura cerută de consumatorul urban pe perioada pe care se face repartiţia, în [MJ/s];
- Q_{athg} - căldura cerută de consumatorul tehnologic pe perioada pe care se face repartiţia, în [MJ/s];
- ΔQ_{urban} - căldura ce trebuie asigurată din CAF-uri şi/sau boilere de vârf pentru consumatorul urban, în [MJ/s];
- ΔQ_{athg} - căldura ce trebuie asigurată din CAF-uri şi/sau boilere de vârf pentru consumatorul tehnologic, în [MJ/s];
- ΔE - energia electrică neacoperită, [MWh];

3. Aplicarea metodei - rezultate

Algoritmul prezentat anterior a fost aplicat la CET Craiova II, centrala de termoficare cu blocuri de termoficare şi cu centrală termică cu cazane de apă fierbinte şi cazane de abur industrial. Centrala analizată este caracterizată de următoarele echipamente principale:

- două grupuri de termoficare F1L - 150, care au caracteristici de consum diferite, modelate cu ajutorul unor coeficienţi dependenţi de supraconsumurile de combustibil realizate în exploatare (corecţii şi abateri de consum specific de combustibil [1]); se consideră, de asemenea, consumul propriu electric, respectiv cel termic, pentru producerea energiei electrice, şi respectiv căldurii;

- patru cazane de abur industrial de capacităţi diferite şi cu consumuri proprii electrice diferite;

- patru cazane de apă fierbinte de capacităţi proiectate egale, dar diferite în realitate;

- două schimbătoare de vârf de termoficare pentru asigurarea nivelului termic cerut de consumatorul industrial de apă fierbinte.

Schema de principiu a centralei CET Craiova II este prezentată în anexă. Pe baza algoritmului de calcul a fost realizat un program de calcul interactiv, care permite vizualizarea paşilor prin care trece algoritmul de repartiţie până la determinarea soluţiei optime.

Observaţie: Au fost utilizate concepte foarte avansate de programare cum ar fi: PROGRAMAREA ORIENTATĂ PE OBIECTE, PROGRAMAREA CONDUSĂ DE EVENIMENTE.

Rezultatele aplicării algoritmului prezentat în cazul CET Craiova II, pentru două regimuri de căldură impusă şi pentru alte două regimuri de putere impusă, sunt prezentate în tabelul 1.

Tabelul 1

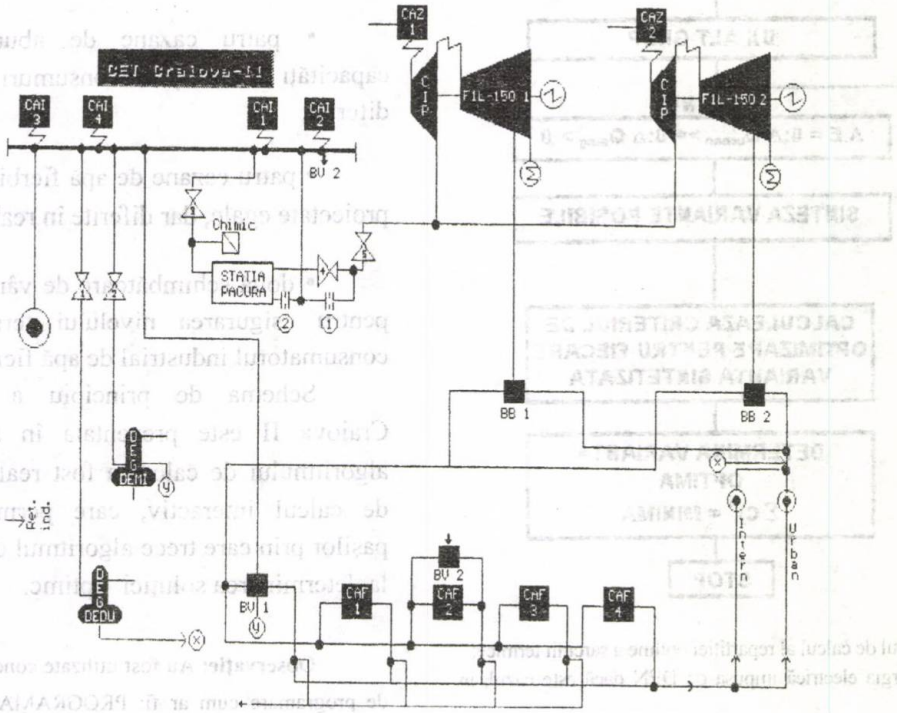
Regimuri	P_1 [kW]* 10^3	P_2 [kW]* 10^3	P_T [kW]* 10^3	Q_u^{TA1} [kW]* 10^3	Q_u^{TA2} [kW]* 10^3	Q_{CAF} [kW]* 10^3	Q_{BV60} [kW]* 10^3	Q_{BV12} [kW]* 10^3	C [lei]* 10^3
Tf1	107,7	112,7	220,4	174,5	174,3	0	13,72	0	80,478
Tf2	108,2	117,4	225.6	175,3	189,1	38,96	13,7	0	85,537
Ge1	125,0	125,0	250,0	53,15	131,1	194,0	0	0	94,272
Ge 2	125,0	125,0	250,0	53,15	131,1	232,8	0	0	98,871

Observaţii:

1. Perioada pe care s-a determinat repartiţia optimă pentru cele patru regimuri este:
$$T = 6 \text{ h};$$
2. Căldura livrată consumatorului tchnologic în cele patru regimuri este aceeaşi:
$$Q_{athg} = 27620 \text{ kW};$$
3. Debitul de abur livrat consumatorului industrial, în perioada considerată este:
$$D_1 = 8,33 \text{ kg/s}$$
4. Notaţii: Tfi - regim de căldură impusă, numărul i; Gei - regim de putere electrică impusă, numărul i.

ANEXĂ

Schema centralei electrice Craiova II cu principalele agregate



Concluzii

Metoda de repartiţie prezentată este aplicabilă pentru cazul centralelor de temoficare cu blocuri de termoficare şi cu posibilităţi de asigurare a consumului de căldură urban şi/sau industrial din turbine, CAF-uri şi/sau CAI-uri.

Metoda este foarte rapidă, fiind extrem de intuitivă şi foarte simplă din punct de vedere matematic, presupunând descrierea cât mai exactă a variantelor posibile de încărcare a agregatelor din centrală. Deoarece nu există un alt model matematic cu care să fie verificat modelul matematic prezentat, se impune verificarea în

viitor a acestuia cu ajutorul unui algoritm matematic de optimizare.

Instrumentul realizat poate fi aplicat pentru postcalcularea repartiţiilor de sarcină realizate în centralele electrice de termoficare, precum şi pentru realizarea de prerepartiţii de sarcină (predicţia încărcărilor posibile ale agregatelor).

BIBLIOGRAFIE

[1] Goliciu, D. s.a., *Metodologie pentru postcalculul consumului specific de combustibil în centralele termoelectrice*, ICEMENERG - Bucureşti, 1990.

[2] Moţoiu, C., Leca, A. ş.a. *Posibilităţi de economisire a combustibililor şi căldurii în centralele termice şi termoelectrice.* Editura Tehnică, Bucureşti, 1976.

[3] Pănoiu, N. *Cazane de abur,* Editura Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1992.

Referent: prof. dr. ing. Victor Athanasovici - Facultatea de Energetică, Universitatea "Politehnica", Bucureşti

(Primit la 7 martie 1995, acceptat la 22 martie 1995)

ÎN ATENŢIA AUTORILOR DE LUCRĂRI PENTRU REVISTA ENERGETICA

-extras din Regulamentul de funcţionare * a revistei ENERGETICA -

Art. 27. Redacţia este angajată într-o relaţie cu autorul (autorii) unei lucrări, din momentul depunerii şi înregistrării acesteia. Din acelaşi moment, se consideră implicit că autorul (autorii) este (sunt) de acord cu prevederile regulamentului de funcţionare a revistei, precum şi cu alte norme aprobate de Colegiul de Redacţie sau de Biroul de Redacţie. Redacţia revistei analizează, cu ajutorul specialiştilor colegiului,conţinutul lucrării şi decide, prin aprobarea redactorului şef, fie publicarea în revistă, fie înapoierea acesteia pentru refacere, fie neacceptarea publicării acesteia. Lucrarea se prezintă în două exemplare din care unul se păstrează ca martor în redacţie, iar al doilea circulă pentru recenzare, pentru eventuale modificări etc.

Martorul se păstrează în redacţie doi ani de la publicare, după care se distruge sau se înapoiază autorilor la cererea lor.

*** Autorii de lucrări sunt rugaţi să consulte forma integrală a Regulamentului de funcţionare a revistei noastre, în care sunt cuprinse şi alte prevederi importante.**

ANALIZA CONSUMULUI DE COMBUSTIBIL ÎN CENTRALE CU PRODUCERE COMBINATĂ DE ENERGIE ELECTRICĂ ŞI TERMICĂ

dr. ing. DAN GOLICIU; ing. IRINA SĂNDULESCU; ing. NICULINA PREDESCU; ing. CONSTANTIN GRIGORESCU*

Este o metodologie generală de diagnoză a instalaţiilor şi echipamentelor aplicabilă în orice situaţie concretă de producere a energiei electrice şi termice (CTE, CET, CT).

Se explicitează consumul total de combustibil pe componente, punându-se în evidenţa supraconsumurile totale pe principalele cauze care le generează, precum şi cheltuielile suplimentare cu combustibilul aferente supraconsumurilor.

It is a general diagnosis methodology for facilities and equipment applicable to any real electric and thermal energy generation.

The overall fuel consumption is explained on components pointing out the total overconsumptions arranged on their main generating causes, as well as the additional expenses on fuel related to these overconsumptions

Descriptori: termoficare, consum combustibil

1. Introducere

Analiza consumului de combustibil în centralele cu producere combinată de energie electrică şi termică din cadrul RENEL, se efectuează, în prezent, preponderent pentru partea de consum afectată producerii energiei electrice. În acest scop, ICEMENERG a elaborat **"Metodologia postcalcul al consumului specific de combustibil pentru producerea energiei electrice"** şi programe de calcul bazate pe aceasta.

În ţările având centrale cu producere combinată de energie electrică şi termică, cum sunt ţările care au aparţinut fostei URSS sau Bulgaria, au fost elaborate metodologii pentru analiza întregului consum de combustibil, inclusiv cel pentru producerea energiei termice.

Recent, ICEMENERG a elaborat o metodologie similară, bazată pe principiile metodologiei de postcalcul al consumului specific pentru producerea energiei electrice. După o aplicaţie experimentală cu calcul manual, urmează să fie elaborate programele de calcul corespunzătoare.

Articolul de faţă prezintă succint aspecte mai importante ale metodologiei de analiză a consumului total de combustibil, ce urmează a fi adoptată în cadrul RENEL.

* Institutul de Cercetări şi Modernizări Energetice - Bucureşti

2. Structura consumului de combustibil din CET

Consumul total de combustibil dintr-o CET (B_{comb}) este compus din:

- consumul de combustibil al turbinei pentru producerea energiei electrice B_e [tc.c.];
- consumul de combustibil pentru producerea energiei termice B_t [tc.c.];
- consumul de combustibil pentru servicii interne termice B_{si} [t.c.c.];
- consumul de combustibil pentru pierderi apă-abur din ciclu B_{pierd} [tc.c.];
- consumul de combustibil pentru porniri-opriri B_{op} [tc.c.].

$$B_{comb} = B_e + B_t + B_{si} + B_{pierd} + B_{op} \text{ [tc.c.]} \quad (1)$$

Conform definiţiilor existente la analiza consumului specific de combustibil pentru producerea energiei electrice, pentru fiecare componentă a consumului total de combustibil se pot determina prin calcul:

- valori de bază, B_b, [tc.c.];
- valori de bază corectate, B_b^{cor}, [tc.c.];
- valori postcalculate, B_{pc}, [tc.c.];
- valori indirect calculate, B_{ind}, [tc.c.];
- supraconsumuri datorate corecţiilor, ΔB_i^{cor} [tc.c.];

- supraconsumuri datorate abaterilor ΔB_i^{ab} [tc.c.];

$$B_b^{cor} = B_b + \sum \Delta B_i^{cor} \quad \text{[tc.c.]} \quad (2)$$

$$B_{pc} = B_b^{cor} + \sum \Delta B_i^{ab} \text{ [tc.c.]} \quad (3)$$

În plus, pentru consumul total de combustibil, există o valoare realizată, determinată prin măsurare B_{real} [tc.c].

Se pot determina, separat pe cauze, valorile supraconsumurilor totale de combustibil ΔB_i^{ab} prin însumarea supraconsumurilor corespunzătoare fiecărei componente a consumului de combustibil:

$$\Delta B_i^{ab} = \Delta B_{e_i} + \Delta B_{t_i} + \Delta B_{si_i} + \Delta B_{pierd_i} + \Delta B_{op_i}$$

[tc.c.] (4)

Cauzele "*i*" ce pot fi evidenţiate prin calcul pentru supraconsumuri sunt în majoritate aceleaşi ca la postcalculul consumului specific de combustibil pentru producerea energiei electrice, şi anume:

- la cazane: pierderi suplimentare de căldură la coş şi prin ardere mecanic incompletă (q_2şi q_4);
- la turbine şi circuit apă-abur:
  - variaţia parametrilor aburului viu p_o, t_o, t_{si};
  - variaţia temperaturii apei de răcire:
  - nerealizarea vidului prescris în condensator;
  - nerealizarea temperaturii prescrise de apă de alimentare.

La acestea se adaugă supraconsumuri pentru depăşirea valorilor admise pentru căldura consumată de serviciile interne termice ale centralei, căldura pierdută din ciclu datorită pierderilor de agent termic şi căldura pierdută la pornirea agregatelor.

Valoarea postcalculată a consumului total de combustibil devine;

$$B_{\text{comb pc}} = B_{\text{comb b}}^{\text{cor}} + \sum \Delta B_i^{\text{ab}} \quad \text{[tc.c.]} \quad (5)$$

Se definesc supraconsumuri nenominalizate:

$$B_{\text{nen}} = B_{\text{comb real}} - B_{\text{comb pc}} \text{ [tc.c.]} \quad (6)$$

Cheltuielile suplimentare cu combustibilul C_i corespunzătoare unor supraconsumuri ΔB_i^{ab} se determină cu preţul mediu al combustibililor consumaţi în perioada analizată P_m, astfel:

$$C_i = P_m * \Delta B_i^{ab} \quad \text{[lei]} \quad (7)$$

Diferenţa între "$B_{comb\ ind}$" şi "$B_{comb\ pc}$" se datorează în principal gradului de uzură al turbinei şi circuitului termic, iar diferenţa între "$B_{comb\ ind}$" şi "$B_{comb\ real}$" (valoarea măsurată a consumului de combustibil) este în cea mai mare parte datorată erorilor de măsură a combustibilului.

O altă cauză pentru neînchiderea consumului calculat cu cel realizat sunt erorile de măsură a parametrilor - presiuni, temperaturi, debite, analiza gaze de ardere - din circuit.

3. Indicatori de funcţionare a CET

Consumul de combustibil al unei CET se propune a fi definit de trei indicatori:

- consum specific de combustibil pentru producerea energiei electrice CSE [gc.c./kWh]:
- consum specific de combustibil pentru producerea energiei termice CST [kg.c.c./GJ];
- randament global net η_{ge} [%].

Pentru calculul indicatorilor de funcţionare (consumuri specifice) se poate considera consumul de combustibil pentru servicii interne termice, pentru pierderile apă-abur şi pentru porniri-opriri, ca un consum intern al centralei (B_{int}), comun pentru producerea de energie electrică şi termică, stabilindu-se o regulă de defalcare a acestuia.

CSE şi CST se propun drept indicatori în principal pentru facilitarea analizei funcţionării şi de aceea este indicat să li se calculeze valorile de referinţă şi abaterile corespunzătoare cauzelor tehnologice care le produc.

Supraconsumurile de combustibil (ΔB_i^{ab}) devin atunci:

$$\Delta B_i^{ab} = a_i^T * Q_{livrat} * 10^{-3} + a_i^E * E_{produs} * 10^{-3}$$

[tc.c.] (8)

unde:

Q_{livrat} este căldura produsă pentru livrare la consumatori [GJ];

E_{produs} - energia electrică produsă de generatoare [MWh];

a_i^T - abaterea absolută de consum specific pentru producerea energiei termice datorată cauzei "*i*" [kgc.c./GJ];

a_i^E - abaterea absolută de consum specific pentru producerea energiei electrice datorată cauzei "*i*" [gc.c./kWh].

Randamentul global este un indicator pentru ilustrarea eficienţei CET: evoluţia acesteia în timp sau comparaţia cu alte centrale. Din acest motiv el se va determina exclusiv ca valoare realizată.

4. Structura serviciilor interne termice

Principalele servicii interne termice, determinante (datorită consumului de căldură al acestora) sunt următoarele: degazoarele apei de alimentare, degazoarele apei demineralizate, degazoarele apei dedurizate, preîncălzitoarele apei de alimentare, epurarea, chimică, ejectoarele de aer cu abur, caloriferele de aer, suflarea preîncălzitoarelor de aer, gospodăria de păcură, descărcarea cărbunilor şi încălzirea centralei.

Serviciile interne termice luate în considerare la bilanţul masic al CET sunt cele enumerate mai sus, cu excepţia preîncălzitoarelor apei de alimentare, care sunt incluse în consumul de abur al turbinei, nefiind alimentate din barele de abur ale centralei.

Dintre serviciile interne termice distingem:

- cele recuperate, respectiv cele a căror căldură este utilizată în circuitul termic;
- cele nerecuperate, respectiv cele a căror căldură nu se recuperează în circuitul termic.

Căldura care majorează consumul de bază al ansamblului cazan-turbină este cea a serviciilor interne termice nerecuperate, respectiv cele la care o parte din consum este nerecuperat.

Serviciile interne termice recuperate interesează la bilanţul masic sau caloric al centralei şi se recomandă să fie măsurate; acolo unde nu există măsură se pot utiliza relaţii de calcul uzuale din literatura tehnică (sau relaţii de bilanţ).

Serviciile interne termice nerecuperate sunt cele care amplifică sensibil consumul de combustibil (componenţa B_{si} a consumului total de combustibil) şi de aceea se scot în evidenţă în analiza acestuia prin două valori: valori reale (care intră în bilanţuri) determinabile prin măsură şi valori prescrise care se determină prin calcul. Din diferenţa între valorile reale şi valorile prescrise apare abaterea consumului specific de combustibil, datorată serviciilor interne termice suplimentare "a_{si}" şi supraconsumul de combustibil ΔB_{si}.

5. Modul de tratare a serviciilor interne termice, a pierderilor apă-abur şi a consumurilor pentru opriri-porniri

Pentru determinarea indicatorilor de consum specific trebuie stabilită o regulă de defalcare a consumului intern al centralei ($B_{int} = B_{si} + B_{pierd} + B_{op}$) între energia electrică produsă şi energia termică produsă pentru livrare. Pentru aceasta se propun trei variante de calcul, alegându-se una dintre ele, în funcţie de situaţia concretă.

• Varianta A

Toate cele trei consumuri sunt atribuite energiei electrice, conform ipotezei de calcul acceptată în prezent în cadrul DGPEET şi preluată în programele de postcalcul al consumului specific de combustibil pentru producerea energiei electrice.

Indicatorii de consum specific se calculează astfel:

$$CST = \frac{B_t}{10^{-3} * Q_{livrat}} \quad [kgc.c./GJ] \qquad (9)$$

$$CSE = \frac{B_e + B_{si} + B_{pierd} + B_{op}}{10^{-3} * E_{produs}} \quad [gc.c./kWh] \qquad (10)$$

Această variantă este avantajoasă deoarece păstrează valabilitatea datelor statistice stocate până în prezent şi se poate aplica la centrale termoelectrice de condensaţie şi centrale de termoficare, care nu au instalate surse de vârf pentru producerea energiei termice (CAI, CAF).

• Varianta B

Cele trei consumuri se defalcă între energia electrică şi energia termică printr-un coeficient ε_e, definit sub forma:

$$\varepsilon_e = \frac{B_e}{B_e + B_t} \qquad (11)$$

respectiv indicatorii de consum specific vor deveni:

$$CSE = \frac{B_e + \varepsilon_e * (B_{si} + B_{pierd} + B_{op})}{10^{-3} * E_{produs}} [gc.c./kWh] \qquad (12)$$

$$CST = \frac{B_t + (1 - \varepsilon_e) * (B_{si} + B_{pierd} + B_{op})}{10^{-3} * Q_{livrat}}$$

[kgc.c./GJ] (13)

Este indicat ca această variantă să fie aplicată în cazul centralelor electrice de termoficare, care au instalate pe lângă sursele de bază de producere combinată a energiei electrice şi termice şi surse de vârf (CAI, CAF), numai pentru producerea energiei termice. Aceste surse de vârf au propriile lor servicii interne termice, pierderi

apă-abur şi porniri-opriri, consumul de combustibil corespunzător acestora fiind necesar exclusiv producerii energiei termice.

- **Varianta C**

Toate cele trei consumuri sunt atribuite energiei termice, în acest caz indicatorii de consum specific devenind:

$$CSE = \frac{B_e}{10^{-3} * E_{produs}} \text{ [gc.c./kWh]} \quad (14)$$

$$CST = \frac{B_t + B_{si} + B_{pierd} + B_{op}}{10^{-3} * Q_{livrat}} \text{ [kgc.c./GJ]} \quad (15)$$

Este o variantă care fiind specifică centralelor termice poate fi folosită în cazul în care sursele de vârf de producere a energiei termice sunt instalate într-un spaţiu propriu la mare distanţă de centrala termoelectrică, având din acestă cauză gospodării anexe proprii (gospodărie de păcură, staţie de epurare a apei etc.).

Trebuie subliniat că, într-un caz concret, variaţia unui parametru conduce la un unic supraconsum de combustibil, indiferent de metoda de calcul aleasă.

Concluzii

- Metodologia pentru analiza şi urmărirea consumului total de combustibil la producerea combinată de energie electrică şi termică explicitează consumul total de combustibil pe componente şi pune în evidenţă supra-consumurile totale (atât pentru energia electrică, cât şi pentru energia termică) pe principalele cauze care le generează, precum şi cheltuielile suplimentare cu combustibilul corespunzătoare supraconsumurilor.

- Este o metodologie generală de diagnoză a instalaţiilor şi echipamentelor, aplicabilă în orice situaţie concretă de producere a energiei electrice şi termice (CTE, CET, CT). Nu este destinată stabilirii elementelor de tarifare pentru energia electrică şi termică.

- Programul pentru analiza şi urmărirea consumului total de combustibil poate fi realizat prin completarea programului existent de postcalcul al consumului specific de combustibil pentru producerea energiei electrice. Considerăm că prin acest tip de program se creează un instrument unic pentru analizla şi urmărirea consumului de combustibil în centrale. În plus, acesta evidenţiază mai bine efectele economice ale supraconsumurilor de combustibil şi oferă elemente pentru stabilirea oportunităţii economice a măsurilor tehnice de reducere a consumului de combustibil.

COMENTARII

Lucrarea tratează una din problemele de bază ale centralelor electrice de termoficare din cadrul RENEL, şi anume analiza cauzelor care duc la creşterea consumului de combustibil pentru producerea energiei electrice şi termice, precum şi cuantificarea cheltuielilor suplimentare datorate acestor cauze.

După cum arată şi autorii, analiza consumului de combustibil în centralele electrice de termoficare se face în prezent numai pentru combustibilul aferent producerii energiei electrice prin metoda existentă de postcalcul, pentru o parte importantă a combustibilului consumat, respectiv pentru combustibilul aferent energiei termice neexistând o metodă analitică de analiză.

Deci, metoda prezintă o importanţă deosebită, în condiţiile în care, în fiecare centrală, se impune reducerea costurilor pentru producerea energiei electrice şi termice.

Deşi în acest articol se prezintă succint aspecte mai importante ale metodei de analiză propuse pentru consumul total de combustibil, consider că lucrarea este clară şi prezintă interes deosebit pentru orice specialist în probleme de funcţionare economică din centralele electrice RENEL, precum şi pentru agenţii economici care deţin surse de producere combinată a energiei electrice şi termice.

Referitor însă la cele două metode de calcul prezentate (A şi B) şi la susţinerea în articol a avantajelor metodei A, consider că această metodă este mai avantajoasă în cazul centralelor care produc energia termică combinată, caz în care se justifică cele susţinute de autori, că variaţia unui parametru conduce la un unic supraconsum de combustibil.

Trebuie să ţinem seama însă de faptul că majoritatea centralelor electrice de termoficare ale RENEL au instalate, pe lângă sursele de bază de producere combinată a energiei electrice şi

termice, şi surse de vârf (CAI şi CAF) numai pentru producerea energiei termice şi care funcţionează simultan cu sursele de bază, având propriile lor supraconsumuri de combustibil. În plus, în unele centrale, din aceste surse de vârf sunt alimentate şi o parte din serviciile interne termice, caz în care este total eronat să se treacă consumul acestor servicii interne în consumul de combustibil pentru producerea energiei electrice.

Deci, dacă pentru centralele dotate numai cu surse de bază este avantajos să aplicăm metoda de calcul A, pentru centralele care deţin şi surse de vârf este corect să aplicăm metoda de calcul B, chiar dacă este mai laborioasă din punctul de vedere al calculelor, fapt fără importanţă după trecerea pe calculator a metodei, chiar dacă aplicarea ei înseamnă refacerea metodei de calcul existente pentru centrala respectivă.

În concluzie, considerăm că lucrarea constituie un pas important în completarea metodelor pentru analiza şi reducerea consumului de combustibil, fiind aşteptată de mult de către specialiştii în funcţionarea economică din centralele electrice.

ing. PAUL ILIESCU-SALIGNY
SEF SERVICIU PRODUCŢIE DGPEET-RENEL

ANUNŢ IMPORTANT

Colegiul de Redacţie al revistei ENERGETICA a hotărât în şedinţa din 26 aprilie 1994 ca publicaţia noastră să apară cu teme preferenţiale, ţinând seama de problemele importante care stau în faţa energeticienilor din România.

Ca urmare, autorii sunt invitaţi să se înscrie în aceste teme, având în vedere că acele lucrări vor avea prioritate la publicarea în revistă.

Înainte de publicare, lucrările vor fi analizate în cadrul unor discuţii de grup, la care vor participa autorii, referenţii, precum şi alţi specialişti în domeniu, invitaţi de Biroul de Redacţie.

Temele prevăzute* pentru anul 1995 şi perioadele preconizate pentru discuţiile de grup respective sunt următoarele:

Seria A:

- **Prelungirea duratei de viaţă şi modernizarea instalaţiilor electrice - 30 iunie**
- **Probleme actuale şi de perspectivă ale hidroenergeticii româneşti - 30 august**
- **Planificarea integrată-necesitate pentru utilizarea eficientă a resurselor ţării - 30 octombrie**
- **Siguranţa şi funcţionarea instalaţiilor energetice - 29 decembrie**

Seria B:

- **Tehnologii avansate în producţia, transportul şi distribuţia energiei electrice - 4 - 5 mai**
- **Managementul reţelelor de distribuţie - 16 - 18 iunie**
- **Tehnologii noi de mentenanţă - 30 septembrie**
- **Compatibilitatea electroenergetică - 30 noiembrie**

Pentru informaţii suplimentare vă rugăm să vă adresaţi la redacţia noastră din: Bd. Energeticienilor, nr.8, sector 3. Telefon 3220692 sau 3216966/251.

*** Nu sunt menţionate temele meselor rotunde care s-au desfăşurat în primele 4 luni ale anului.**

Adaptarea la funcţionarea în termoficare a unor grupuri de condensaţie, de mare putere, existente în SEN al României, s-a realizat pentru alimentarea cu căldură a unor consumatori urbani amplasaţi în vecinătatea CTE existente. Soluţia tehnică general folosită pentru aceste adaptări s-a bazat pe realizarea unor extracţii suplimentare de abur de la prizele fixe supraatmosferice, creându-se un sistem de prize semireglate în trepte, ce alimentează schimbătoarele de căldură de termoficare. Lucrarea prezintă conceptele metodologiei şi ale algoritmilor de calcul, pe baza cărora s-au realizat programe informatice pentru diferite grupuri energetice de condensaţie trecute în termoficare.

Several high power condensation units existing in the National Power System have been adapted to be operated in cogeneration, for the heat supply of domestic consumers located nearby the existing thermal power plants.

The technical solution generally used for these adaptations relied on performing additional steam extractions from the overatmosphere steady intakes creating a semi-adjusted intakes system in steps able to supply district heating exchangers. The paper presents the methods and the computation algorithms according to which data programmes for different condensation power units used in cogeneration, have been achieved.

MODELAREA REGIMURILOR NENOMINALE STAŢIONARE DE FUNCŢIONARE ÎN TERMOFICARE A GRUPURILOR DE CONDENSAŢIE DE MARE PUTERE

dr. ing. FLORIN ALEXE, ing. MIHAELA POPESCU, ing. LUCIAN PALADE, ing. MELANIA COZEA*

Descriptori: termoficare, grupuri de condensaţie, modele

Adaptarea la funcţionarea în termoficare a unor grupuri de condensaţie, de mare putere, existente în SEN al României, s-a realizat pentru alimentarea cu căldură a unor consumatori urbani, amplasaţi în vecinătatea CTE existente. Astfel, au fost modificate grupurile SKODA 200 MW din F.E.Doiceşti şi Brazi şi grupurile LMZ 210 MW din F.E.Brăila şi Deva. Principalul efect pozitiv realizat pe această cale constă în creşterea randamentului global de utilizare a căldurii dezvoltate din arderea combustibilului (respectiv reducerea consumului specific de căldură pentru producerea energiei electrice), pe baza micşorării puterii termice evacuate în mediu la condensator.

Soluţia tehnică general folosită pentru aceste adaptări s-a bazat pe realizarea unor extracţii suplimentare de abur de la prizele supraatmosferice existente, creându-se un sistem de prize semireglate în trepte, ce alimentează schimbătoarele de căldură înseriate pe partea de apă. Schimbătorul de căldură de bază este alimentat de pe conductele de legătură CJP-CMP, fapt ce permite extracţia unor debite mai mari de abur, fără a perturba major curgerea aburului prin turbină. Dacă se doreşte extragerea unui debit de abur de ordinul a 25..50% din cel care circulă în regimul nominal prin această zonă, atunci se poate realiza chiar o priză reglabilă prin prevederea, înainte de admisia CJP, dar după extracţia suplimentară, a unor clapete de abur a căror comandă trebuie integrată în sistemul de reglare al maşinii (de exemplu CTE Deva). Avantajul acestei soluţii constă în posibilitatea extracţiei unor debite mari de abur cu menţinerea la priză a unei presiuni prescrise, chiar când există variaţii importante ale încărcării electrice şi termice. Principalul dezavantaj se datorează laminării aburului ce rămâne să se destindă în CJP, fapt ce înrăutăţeşte

* Institutul de Cercetări şi Modernizări Energetice-ICEMENERG, Bucureşti

randamentul intern echivalent al maşinii, majorează consumul specific de căldură pentru producerea în condensaţie a energiei electrice şi poate duce chiar la supraîncărcări în CJP.

Lucrarea de faţă se referă numai la situaţia în care nu există organe de reglare pe conductele CJP-CMP (cazul grupurilor SKODA 200 din F.E.Doiceşti şi LMZ 210 din F.E.Brăila).În figura 1 se prezintă două variante de adaptare pentru CTE Doiceşti:

1*a*) schema existentă (cu trei trepte de extracţie şi eficientă exergetică mai redusă, din cauza extracţiei de vârf practicată direct după supraîncălzirea intermediară) şi

1*b*) schema propusă de autori (cu numai două trepte de extracţie şi eficienţă exergetică sporită).

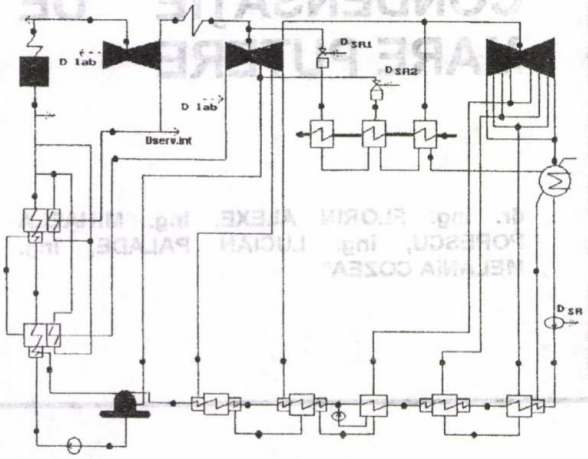


Fig. 1 *a*. Schema actuală de adaptare la termoficare a grupului SKODA 200 MW din CTE Doiceşti.

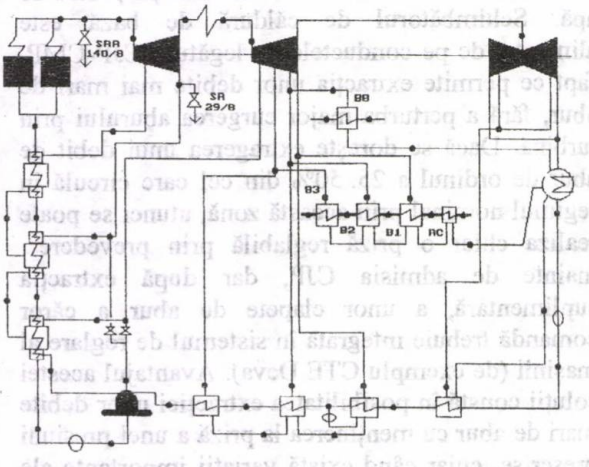


Fig. 1*b*. Schema propusă de adaptare la termoficare a grupului SKODA 200 MW din CTE Doiceşti.

În figura 2 se prezintă varianta de adaptare pentru grupul LMZ 210 MW de la CTE Brăila, cu trei trepte de extracţie.

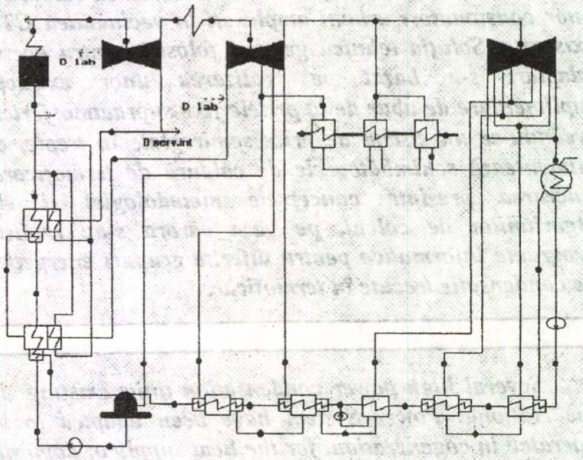


Fig. 2. Schema de funcţionare în termoficare a grupului LMZ-210 MW din CTE Brăila.

În toate variantele, reglarea cantităţii de căldură livrate se poate realiza prin modificarea numărului de trepte de extracţie (respectiv schimbătoare de căldură în funcţiune) şi prin laminarea aburului pe conductele de legătură între turbină şi schimbătoarele de căldură de termoficare.

Deoarece grupurile analizate au fost contractate şi livrate ca maşini de condensaţie pură, documentaţia tehnică a furnizorului nu conţine referiri cu privire la regimurile admise la funcţionarea cu extracţii suplimentare importante de abur pentru termoficare. La adaptarea grupurilor s-au efectuat unele recalculări pentru un număr redus de regimuri preliminate, alese în general dintre cele considerate la acel moment drept caracteristice, şi care nu se regăsesc în exploatarea curentă. Schemele termice de adaptare şi caracteristicile echipamentelor termoenergetice folosite diferă de la o centrală la alta, iar debitele de apă de reţea, nivelurile de temperatură şi cantităţile de căldură livrate variază de la o localitate la alta şi de la un sezon la altul. Ca urmare, modelarea funcţionării unui grup de condensaţie adaptat la termoficare trebuie să se realizeze ca o analiză de caz. Pentru a uşura acest set de analize autorii au elaborat metodologii, algoritmi şi proceduri de calcul cu caracter general, prin a căror asamblare s-au putut realiza, până în prezent, trei variante de programe de calcul (pentru

cele trei structuri de scheme termice prezentate mai sus).

În fiecare din cazuri s-a pornit de la un regim de condensaţie pură, "de referinţă", în care toate preîncălzitoarele sunt în funcţiune, iar parametrii la sursa caldă şi cea rece sunt cei nominali. Pentru aceasta, s-au determinat, cu ajutorul unor prime programe de calcul, parametri termodinamici (presiuni, temperaturi, entalpii, entropii, titluri şi volume specifice) în diferitele puncte caracteristice ale schemei, precum şi debitele masice şi volumice, astfel încât puterea electrică la bornele generatorului să fie cea nominală. În acest regim, diferitele zone din turbină sunt considerate a avea randamentele interne şi puterile interne nominale, iar preîncălzitoarele regenerative şi condensatorul realizează diferenţele de temperatură terminale caracteristice, egale cu cele nominale. Pentru regimurile nenominale, indiferent dacă sunt regimuri de condensaţie sau termoficare, se modelează în plus:

- transferul de căldură la condensator;
- transferul de căldură în schimbătoarele de termoficare (în funcţie de debitul şi temperatura apei la intrare);
- variaţia regimului de presiuni în lungul turbinei (în funcţie de regimul de debite);
- modificarea randamentului intern pe zonele turbinei (în funcţie de raportul de viteze, de debitul volumic şi de umiditate);
- variaţia pierderilor prin energia cinetică reziduală a aburului evacuat din turbină spre condensator (în funcţie de viteza axială şi de titlu).

Structura generală a celui de-al doilea tip de programe de calcul este de tip iterativ, principalul motiv al necesităţii de a reveni asupra calculelor fiind legat de modificarea parametrilor termodinamici în turbină, în circuitul de preîncălzire regenerativă şi în cel de termoficare, în funcţie de debitele de abur pe zone. Modul de realizare a iteraţiilor de debit a permis o convergenţă rapidă şi o bună suprapunere între datele de intrare şi cele recalculate (în general, după mai puţin de 15 iteraţii, eroarea iterativă este sub 0,00001). Fiecare din programele de modelare priveşte ansamblul format din grupul turbogenerator, preîncălzitoare, condensator şi schimbătoarele de căldură de termoficare ca pe o "cutie neagră", pe conturul căreia se impun: debitul de abur viu şi parametrii acestuia, temperatura de supraîncălzire intermediară, debitul şi temperatura apei de răcire şi respectiv debitul şi temperatura apei de termoficare pe retur. În plus, se pot modela diverse moduri de legare a unor elemente din interiorul "cutiei negre" prin ocolirea la defectare a unor PJP sau a unor linii de PIP şi alegerea schimbătoarelor de căldură de termoficare aflate în funcţiune. Pentru a evita blocarea programelor sau obţinerea unor rezultate anormale tehnic, au fost prevăzute o serie de protecţii prin controlul datelor de intrare (ce trebuie să se încadreze între limite afişate) şi prin limitarea accesibilităţii la diferitele articole ale Meniului Principal, în funcţie de stadiul rulării.

Principalele funcţiuni tehnice urmărite prin modelarea regimurilor sunt următoarele:

- stabilirea producţiei de energie electrică şi a consumului de căldură pentru producerea de energie electrică ce se pot realiza la funcţionarea în condensaţie pură, cu debitul şi parametrii impuşi la aburul viu şi în condiţiile momentane de răcire;
- determinarea producţiei de energie electrică şi termică ce se poate obţine în condiţiile de mai sus, în funcţie de debitul şi temperatura apei de reţea la intrarea în primul schimbător de căldură de termoficare şi de numărul de preîncălzitoare în funcţiune;
- evidenţierea regimului de încărcare a turbinei pe zone şi a eventualei existenţe a unor suprasolicitări mecanice locale, ca urmare a coborârii presiunii la extracţiile suplimentare şi a măririi destinderii pe unele grupuri de trepte;
- calculul indicatorilor energetici de eficienţă pentru grupul turbogenerator şi echipamentele strict conexe.

Pentru a evidenţia primele două funcţiuni, prezentăm în figurile 3 şi 4 modul de variaţie a puterii electrice la borne, în funcţie de puterea termică livrată pentru grupul SKODA 200 MW şi respectiv LMZ 210 MW. Diagramele au fost trasate pentru condiţii impuse, referitoare la debitul şi parametrii aburului viu şi la debitul şi temperatura apei de răcire, modificând pentru grupul LMZ 210 MW numai debitul şi temperatura apei de reţea şi numărul de schimbătoare de căldură în funcţiune. La grupul SKODA 200 MW s-a considerat şi o modificare a schemei de alimentare cu abur a schimbătoarelor de căldură de termoficare. Figura 3 evidenţiază superioritatea termodinamică a schemei propuse de autori faţă de cea aplicată în momentul de faţă, prin aceea că, pentru aceleaşi puteri termice livrate se obţin, în soluţia îmbunătăţită, puteri electrice mai mari şi consumuri specifice de căldură mai mici.

Figura 4 arată avantajul folosirii unor debite de apă de reţea mai mari, cu temperaturi mai coborâte la retur. Rezultatele rulărilor pe baza cărora s-au realizat graficele din figurile 3 şi 4 sunt prezentate în tabelul din anexa 1.

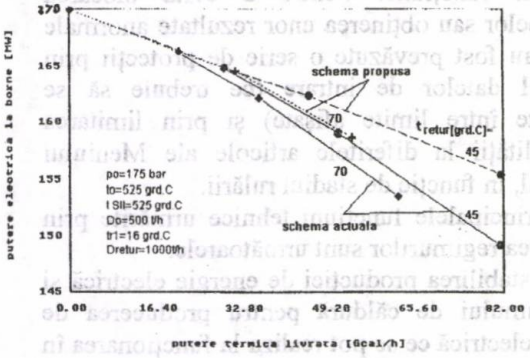


Fig. 3. Variaţia Pbg [MW] funcţie de Pt[Gcal/h] pentru grupul SKODA 200 MW:

p_O-presiunea aburului viu la ieşirea din cazan; t_O-temperatura aburului viu; t SII-temperatura de supraîncălzire intermediară; DO-debitul de abur viu; tr1-temperatura apei de răcire la condensator; Dretur-debitul de apă în reţeaua de termoficare urbană; t retur-temperatura apei pe returul reţelei de termoficare urbană.

Programele de calcul sunt "prietenoase", putând fi utilizate şi de persoane fără pregătire specială în domeniul programării şi tehnicii de calcul. Rularea lor în timp real, cu date rezultate din măsurătorile de exploatare, serveşte personalului din exploatarea centralei la alegerea optimă a schemelor de lucru şi a regimurilor de încărcare.

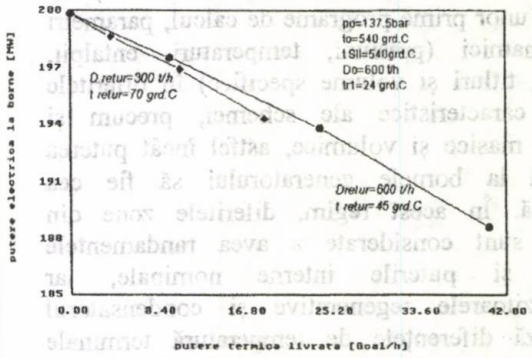


Fig. 4. Variaţia Pbg [MW] funcţie de Pt[Gcal/h] pentru grupul LMZ 210 MW:

p_O-presiunea aburului viu la ieşirea din cazan; t_O-temperatura aburului viu; t SII-temperatura de supraîncălzire intermediară; DO-debitul de abur viu; tr1-temperatura apei de răcire la condensator; Dretur-debitul de apă în reţeaua de termoficare urbană; t retur-temperatura apei pe returul reţelei de termoficare urbană.

ANEXA 1

Rezultatele rulărilor pentru grupul SKODA 200 MW - schema actuală (vezi graficul din figura 3)

Schimbătoare de căldură de termoficare în funcţiune	BB		BB+BSB		BB+BSB+BV		--
t retur [grd.C]	45	70	45	70	45	70	--
Pbg [MW]	164,8	166,2	159,0	162,1	149,1	153,5	169,9
csp [kcal/kWh]	1846,8	1883,2	1779,2	1837,8	1731,2	1800,7	1964,4
Pt [Gcal/h]	29,3	20,7	50,8	35,8	81,3	62,2	0

Rezultatele rulărilor pentru grupul SKODA 200 MW - schema propusă (vezi graficul din figura 3)

Schimbătoare de căldură de termoficare în funcţiune	1 BB		2 BB		2BB+BV		--
t retur [grd. C]	45	70	45	70	45	70	--
Pbg [MW]	164,8	166,2	162,3	164,5	155,4	158,6	169,9
csp [kcal/kWh]	1846,8	1883,2	1776,2	1837,5	1688,7	1766,6	1964,4
Pt [Gcal/h]	29,3	20,7	45,4	31,5	81,5	53,5	0

Rezultatele rulărilor pentru grupul LMZ 210 MW - schema actuală (vezi graficul din figura 4)

Schimbătoare de căldură de termoficare în funcţiune	B1		B1+B2		B1+B2+B3		--
t retur [grd. C]	45	70	45	70	45	70	--
Pbg [MW]	197,5	198,6	193,8	196,9	188,6	194,3	199,8
csp [kcal/kWh]	1990,5	2007,5	1954,2	1991,4	1922,6	1976,9	
Pt [Gcal/h]	9,5	3,9	24	10,5	40,3	18,6	0

BIBLIOGRAFIE

[1] Leca, A., Prisecaru, I., *Proprietăţi termofizice şi termodinamice*, Editura Tehnică, Bucureşti, 1994

[2] Hamilton B., Molina P., Popescu A., Popovici, D., Vâlcereanu, Gh., ş.a. *Cost implications of alternative energy demand and supply options in Romania* National Energy Conference, Neptun, june 1994, section X.

[3] Kassera, W., Kassera, V., *Turbo-Pascal 6.0.*, Editura Tipomur, Bucureşti 1994.

Referent: conf. dr. ing. Ion Sotir Dumitrescu - Facultatea de Energetică, Universtitatea "Politehnica" Bucureşti

(Primit la 7 martie 1995, acceptat la 22 martie 1995)

Istoria electrificării româneşti

70 DE ANI DE LA ÎNFIINŢAREA SOCIETĂŢII COMUNALE DE ELECTRICITATE DIN IAŞI (1924 - 1944)

Despre electrificarea oraşului Iaşi [2] [1] s-a mai scris în revista noastră. În această notă se dau câteva informaţii suplimentare.

Electrificarea oraşului Iaşi îşi are începutul în proiectul elaborat în 1896 de inginerul Laurenţiu Teodoreanu . Pe baza acestuia, Primăria Iaşi a acordat în 1897 Societăţii Continentale Gesellschaft für Elektrische Unternehmungen, din Nürnberg concesiunea de producere şi distribuire a energiei electrice.

A doua concesiune, acordată societăţii AEG, a dus la introducerea tramvaiului electric, în 1900, alimentarea cu energie electrică în curent continuu făcându-se de la a doua centrală, învecinată "Uzinei de lumină".

Dar aceste concesiuni nu mai satisfăceau necesităţile oraşului Iaşi după primul război mondial.

Instalaţiile de producere şi distribuire de tip vechi (curent monofazat) şi cu uzură înaintată, din cauza proastei întreţineri în perioada războiului din 1916 - 1918, ajunseseră "nişte curiozităţi de muzeu". Lipseau, însă mijloacele financiare pentru înlocuire: credite nu se puteau obţine; primăria şi statul abia îşi consolidau propria lor stare financiară, iar încercarea de a se recurge la o societate cu capital francez a eşuat.

Atunci s-a făcut apel la solidaritatea ieşeană, înfiinţându-se Societatea Comunală de Electricitate Iaşi sub formă de regie mixtă; capitalul numerar a fost constituit prin emiterea a 30000 acţiuni a câte 500 lei, făcând posibilă subscrierea chiar de la locuitori cu economii modeste. Astfel, în câteva luni s-a strâns capitalul social de 15 milioane lei. Primăria a contribuit cu instalaţiile centralelor electrice, tramvaiele şi reţele electrice. Înfiinţarea Societăţii a fost aprobată prin legea nr.708, publicată în Monitorul Oficial nr.47 din 2 martie 1924.

Consiliul de administraţie din Iaşi era constituit din 12 membri, personalităţi marcante[x)] , director general fiind numit inginerul Mircea Volanschi (1883 - 1974), care a desfăşurat o activitate remarcabilă pentru organizarea societăţii. Temut pentru severitate, iubit pentru corectitudine şi apreciat pentru capacitatea tehnică, Mircea Volanschi s-a impus în rândul intelectualităţii ieşene. A devenit profesor, şef al catedrei de Centrale electrice, iar colaboratorii săi, inginerii Cezar Partenie, Nicolae Botan şi Simion Oprişor au ajuns profesori universitari; iar ing. Petre Nazarenco a devenit director după 1944, apoi inginer şef.

A fost întocmit un proiect pentru o noua centrală electrică, în care s-a prevăzut echiparea cu grupuri disel electrice, ideea ca aceasta să preia vârfurile de sarcină în momentul în care se va constitui un sistem energetic naţional, bazat pe centrale de mare putere (inclusiv hidrocentrala de la Bicaz). Producerea şi distribuţia de energie electrică au fost concepute în sistem trifazat, cu frecvenţa de 50 Hz, la tensiunile de 6000/380/220 V.

---

x) Constantin Crupenschi, senator, fost primar, preşedinte; E.Uhrinovski, directorul general al Băncii "Uniunea Română", vice-preşedinte; I. Petrovici, profesor universitar, fost ministru; dr. Al. Slătineanu, rectorul Universităţii; Gh. Botez , directorul Creditului Urban, fost primar; Eugen Herovanu, profesor universitar, decanul corpului de avocaţi, fost primar; dr. N.A. Racoviţă, industriaş, fost primar ; M. Wachtel, directorul general al băncii "Moldova"; Victor Iamandi , deputat; I. Casetti, inginer, inspector general, directorul şcolii de arte şi meserii ; ing. E. Niţescu, inginer-şef, director regional C.F.R.; dr. Autonom Georgescu, industriaş, fost prefect.

ing. CONSTANTIN OSTAP

(continuare în pag. 152)

UTILIZAREA ÎN APLICAŢII DE TERMOFICARE A CICLURILOR COMBINATE GAZE-ABUR

Ciclul combinat gaze-abur reprezintă una din soluţiile tentante de producere a energiei electrice şi termice. După ce se face o scurtă trecere în revistă a stadiului actual de dezvoltare a ciclurilor combinate gaze-abur, autorul se opreşte asupra acelor filiere care, prin caracteristicile lor, se pretează cel mai bine producţiei combinate de energie electrică şi termică. Fără pretenţia de a fi acoperit întreaga problematică, autorul s-a oprit cu analiza asupra ciclurilor combinate gaze-abur cu şi fără ardere suplimentară, privite ca posibile soluţii de termoficare industrială, respectiv urbană. În final se face o scurtă referire şi la alte filiere de cicluri combinate gaze-abur posibil a fi utilizate în termoficare.

The gas-steam combined cycle represents one of the most valuable solution for the electric and thermal energy generation. After a short analysis of the present development stage of gas-steam combined cycles, the author looks upon those cycles whose characteristics are suitable for cogeneration. Without covering the whole problem, the author analysed the combined cycle with and without additional combustion, as possible solution for industrial and domestic cogeneration. Finally, the author also makes some references to other combined cycle types suitable for cogeneration.

as. ing. GEORGE DARIE*

Descriptori: cicluri combinate gaze-aburi, termoficare

Notaţii utilizate

η_t	- randament termic;
η_{TOT}	- randament total;
η_{gl}	- randament global;
η_{HRSG}	- randament cazan de abur;
β	- grad de recuperare;
B	- debit de combustibil, kg/s;
H_i^i	- putere calorifică inferioară, kJ/kg;
p	- presiune, bar;
P_B	- putere electrică la borne, kW;
Q	- putere termică, kW;
Q_B	- putere termică înglobată în combustibil, kW;
t	- temperatură, °C;
Y_P	- coeficient de putere;
L	- lucru mecanic, kW;
ITA	- instalaţie de turbină cu abur;
ITG	- instalaţie de turbină cu gaze;
IP	- înaltă presiune;
JP	- joasă presiune;
U	- urban;
IND	- industrial;
CAS	- cameră de ardere suplimentară;
g.a.	- gaze de ardere;
CC	- ciclu combinat:
HRSG	- cazan de abur.

* Universitatea "Politehnica" Bucureşti

Stadiul actual de dezvoltare al ciclurilor combinate gaze-abur

Primul care a avut ideea construirii unei instalaţii de turbină cu gaze (ITG) a fost englezul John Barber [1], care a continuat studiile efectuate anterior de Huygens şi Papin.Din păcate, brevetul depus de Barber în 1791 nu s-a materializat niciodată. De abia spre sfârşitul secolului XIX, după punerea la punct a motoarelor cu ardere internă şi a turbinelor cu abur, cercetările privind dezvoltarea ITG au luat un mare avânt, graţie îndeosebi lucrărilor teoretice ale lui Rateau, Stodola şi Proell.

Primele realizări practice se datorează germanului Stolze (1904) şi francezilor Armengaud şi Lemale (1905) [1]. Deşi raportul de

compresie pentru aceste instalaţii crescuse până la 5, randamentul era aproape nul, deoarece existau multe rămâneri în urmă în ceea ce priveşte calitatea materialelor şi mecanica fluidelor. De abia spre deceniul patru au putut fi realizate primele ITG într-adevăr performante. Astfel, în anul 1939, la Neuchâtel, firma Brown Boveri a instalat prima ITG destinată producerii de energie electrică, având o putere la borne de 4 MW. În 1949, firma General Electric pune la rândul ei în funcţiune prima sa instalaţie la compania Oklahoma Gas and Electric [2]. Un mare avânt va lua dezvoltarea ITG după 1980, fiind favorizată, în principal, de următoarele elemente:

- punerea la punct a procedeelor de gazeificare a cărbunelui a rezolvat problema găsirii unui combustibil "curat", indispensabil funcţionării ITG, în afara gazului natural;
- s-au înregistrat mari progrese în domeniul tehnologiei materialelor şi mecanicii fluidelor;
- nivelurile randamentelor şi puterilor unitare au devenit comparabile cu cele ale unei instalaţii de turbină cu abur (ITA);
- investiţia specifică este de aproximativ două ori mai mică decât pentru o ITA, iar durata montajului nu depăşeşte 18 luni;
- dezvoltarea ciclurilor combinate gaze-abur permite obţinerea unor randamente electrice nete de peste 50 %;
- emisiile de noxe ale ITG sunt în conformitate cu cele mai severe norme de protecţie a mediului.

Ciclurile combinate gaze-abur reprezintă, în acelaşi timp, cauza şi efectul dezvoltării instalaţiilor de turbine cu gaze, beneficiind din plin de toate avantajele pe care le oferă acestea. Ele au apărut ca o posibilă soluţie de depăşire a crizelor de tipul celor care au zguduit energetica mondială în deceniile 7 şi 8 ale prezentului secol (criza petrolului, accidentul de la Cernobîl) şi mai ales ca o variantă de dezvoltare pe termen mediu a producţiei de energie electrică şi termică.

În funcţie de modul în care s-a realizat combinarea între ciclul cu gaze şi cel cu abur s-au detaşat mai multe direcţii de dezvoltare: fără ardere suplimentară (STAG), cu ardere suplimentară (CCSF), cu postcombustie (CCFF), cu amestec de fluide (STIG, HAT), cu ardere în pat fluidizat (ACFB), cu ardere în focare sub presiune (PFBC, CCPP), cu gazeificare integrată a cărbunelui (IGCC). În tabelul 1 se face o trecere în revistă a acestor filiere, precizându-se în acelaşi timp nivelul de maturitate atins.

Tabelul 1

Principalele filiere de cicluri combinate gaze-abur

Combustibil	hidrocarburi	hidrocarburi/ /cărbune	cărbune
în fază comercială	STAG CCSF	CCFF	-
în fază de demonstraţie sau pilot	STIG	-	PFBC ACFB IGCC
în fază de cercetare	HAT	-	CCPP

În urma rezultatelor obţinute s-a dovedit că, din punctul de vedere al eficienţei termodinamice şi al emisiilor, ciclurile combinate gaze-abur depăşesc ca performanţe alte sisteme de producere a energiei electrice şi termice. În acest sens, în figura 1 sunt prezentate randamentele diverselor tipuri de centrale, în funcţie de temperatura superioară a ciclului, iar în tabelul 2 nivelurile de emisii pentru un grup cu o putere unitară de 600 MW [3].

Tabelul 2

Niveluri emisii pentru diverse tipuri de centrale

Emisie	UM	Tipul centralei				
		CCA(*)	ACFB	CCFF	IGCC	STAG
CO_2	g/kWh	830	810	660	760	380
SO_2	mg/ /kWh	600	585	380	150	0
NO_2	mg/ /kWh	600	585	270	300	350
cenuşă +ghips	g/kWh	54	62	35	36	0

(*) Centrală convenţională cu abur cu instalaţie de desulfurare si denitrificare

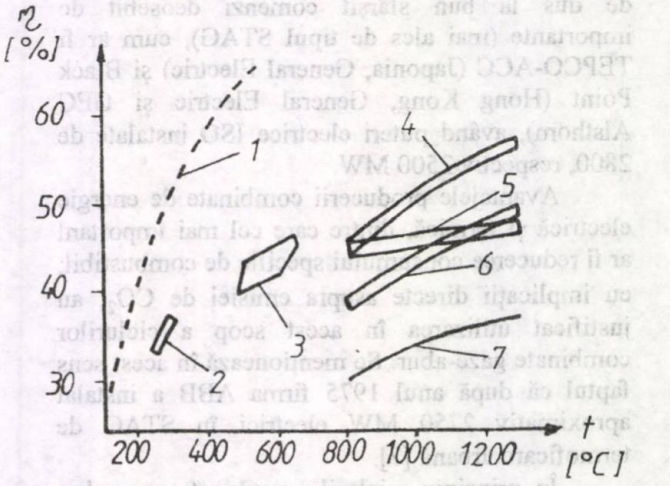


Fig.1. Randamente obţinute pentru diverse tipuri de cicluri în funcţie de temperatura superioară:
1-Ciclul Carnot; 2-CNE: 3-CCA cu desulfurare; 4-STAG; 5-CCFF; 6-IGCC; 7-ITG (CCA - ciclu convenţional cu abur)

În ceea ce priveşte investiţia specifică, interesantă este aprecierea pe care o face firma Siemens la nivelul anului 1993 (vezi figura 2) [4]. Deci, şi din acest punct de vedere ciclurile combinate gaze-abur prezintă un ascendent asupra ciclurilor convenţionale cu abur, cu excepţia IGCC.

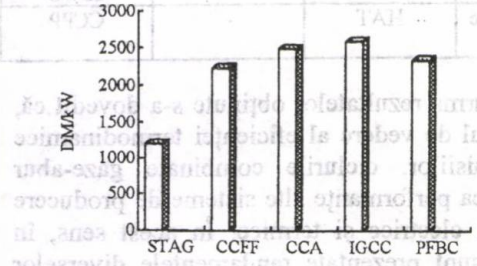


Fig. 2. Investiţia specifică pentru diverse tipuri de centrale (Siemens)

Deşi primele încercări semnificative în domeniu datează din 1968 [5], marile centrale echipate cu ciclu combinat gaze-abur apar după 1985, odată cu dezvoltarea ITG de mare putere, cu temperaturi de peste 1100°C la eşaparea din turbină. În acest sens, se menţionează amplasamentele TEPCO (Japonia) şi Seoinchon (Coreea de Sud), cu puteri ISO instalate de 2310, respectiv 1887 MW. Demn de remarcat este faptul că la Seoinchan, în urma probelor de punere în funcţiune, s-a înregistrat un record în ceea ce priveşte randamentul electric net: 54,25 % [6]. Şi în viitorul apropiat principalii proiectanţi de centrale echipate cu cicluri combinate gaze-abur au de dus la bun sfârşit comenzi deosebit de importante (mai ales de tipul STAG), cum ar fi TEPCO-ACC (Japonia, General Electric) şi Black Point (Hong Kong, General Electric şi GEC Alsthom), având puteri electrice ISO instalate de 2800, respectiv 2500 MW.

Avantajele producerii combinate de energie electrică şi termică, dintre care cel mai important ar fi reducerea consumului specific de combustibil, cu implicaţii directe asupra emisiei de CO_2, au justificat utilizarea în acest scop a ciclurilor combinate gaze-abur. Se menţionează în acest sens faptul că după anul 1975 firma ABB a instalat aproximativ 2750 MW electrici în STAG de termoficare urbană [7].

În principiu, ciclurile combinate gaze-abur de termoficare intrate în exploatare comercială în ultimul timp sunt de tipul STAG sau CCSF. Fiecare din cele două filiere, prin avantajele şi dezavantajele sale, se pretează cel mai bine fie unui consumator termic urban (STAG), fie unuia industrial (CCSF).

Utilizarea în aplicaţii de termoficare a STAG

Dintre toate filierele de ciclu combinat gaze-abur, STAG se detaşează prin performanţele sale. Cascada termodinamică perfectă realizată de ciclul cu gaze (Brayton), respectiv cu abur (Rankine-Hirn), poate conduce la randamente termice de aproape 60 %. Rezultă, de aici, un interes justificat în realizarea de unităţi cu puteri cât mai mari, pentru a beneficia din plin de acest avantaj [8].

Centralele electrice de termoficare destinate alimentării cu căldură a consumatorilor urbani se caracterizează, în general, printr-o putere instalată relativ mare. Principala lor misiune este furnizarea de căldură, acoperirea ererii de energie electrică putându-se realiza cu ajutorul celorlalte centrale din sistemul la care sunt conectate. Variaţia zilnică a necesarului de căldură pentru consumul urban nu înregistrează amplitudini momentane mari, deci sursa nu trebuie să aibă un grad de flexibilitate deosebit de ridicat (cazul STAG). Logic, o centrală electrică de termoficare urbană reprezintă un domeniu ideal de aplicare a ciclurilor combinate gaze-abur fără ardere suplimentară.

În realizarea STAG pentru termoficare se porneşte, evident, de la rezultatele obţinute în domeniul unităţilor de condensaţie pură. STAG se caracterizează printr-o totală aservire a ciclului cu abur celui cu gaze. Deci, pentru o ITG dată, obţinerea unui randament cât mai mare depinde, în primul rând, de modul în care se face cuplajul celor două cicluri, precum şi de parametrii termodinamici realizaţi pe partea de abur.

După cum se poate observa din relaţia 1, o eficienţă ridicată a ciclului combinat se poate obţine în cazul în care gradul de recuperare a căldurii din gazele de ardere (β) şi randamentul termic al ITA (η_t^{ITA}) sunt cât mai mari.

$$\eta_t^{CC} = \eta_t^{ITG} + (1 - \eta_t^{ITG})\,\beta\,\eta_t^{ITA} \qquad (1)$$

O recuperare cât mai bună a căldurii din gazele de ardere se poate realiza prin introducerea unor cazane de abur cu mai multe circuite apă-abur la niveluri diferite de presiune [8]. În acelaşi timp, optimizarea acestor niveluri de presiune va duce la o maximizare a randamentului termic al ITA în

condiţiile unor restricţii date (temperatură minimă la coş, umiditate maximă la eşaparea din turbina cu abur) [9]. Aceste probleme sunt valabile atât pentru un grup de condensaţie pură, cât şi pentru unul de termoficare urbană.

În figura 3 este prezentat un exemplu tipic de CET urbană echipată cu ciclu combinat gaze-abur fără ardere suplimentară [8]. Prepararea apei din reţeaua de termoficare se face în trei schimbătoare înseriate, pe baza căldurii recuperate din gazele de ardere, respectiv a aburului extras de la prizele turbinei. Soluţia cu două schimbătoare de căldură alimentate cu abur de la prize diferite, cea de nivel coborât fiind reglabilă, nu este proprie ciclurilor combinate, ea putând fi întâlnită în toate aplicaţiile moderne de termoficare urbană care utilizează un ciclu convenţional.

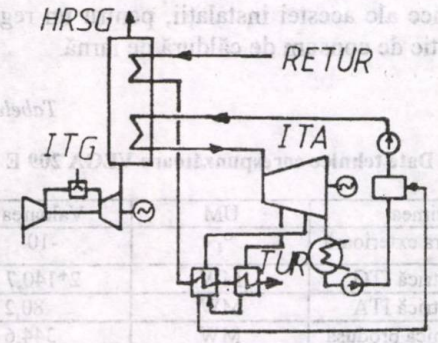


Fig. 3. STAG de termoficare urbană.

Pornind de la definiţia dată în [10] se poate observa că doar o parte din puterea termică cedată apei de reţea corespunde termoficării, respectiv cota provenită de la schimbătoarele alimentate cu abur de la prizele turbinei. În consecinţă, pentru evaluarea performanţelor unui ciclu combinat gaze-abur de termoficare, este mai potrivită folosirea, în locul indicelui de termoficare, a unui alt indicator, *"coeficient de putere"* [8], dat de relaţia:

$$Y_P = \frac{P_B^{ITA} + P_B^{ITG}}{Q_U}. \qquad (2)$$

Un alt indicator important este randamentul global de utilizare a energiei înglobate în combustibil.

$$\eta_{gl} = \frac{P_B^{ITA} + P_B^{ITG} + Q_U}{B^{ITG}\, H_i^i} \qquad (3)$$

Pentru schema prezentată în figura 3 s-a realizat o aplicaţie numerică. La baza calculelor a stat un model matematic elaborat de autor, destinat predeterminării performanţelor unui ciclu combinat gaze-abur. Modelul cuprinde atât calculul ITG, cât şi al ITA, el pornind de la elemente prezentate în literatura de specialitate, dintre care se menţionează [11]] şi [12]. În tabelul 3 sunt prezentate principalele elemente corespunzătoare regimului analizat.

Tabelul 3

Principalele date tehnice corespunzătoare unei CET urbană echipată cu ciclu combinat gaze-abur fără ardere suplimentară

Mărimea	UM	Valoarea
Combustibil CH_4 cu H_i^i	kj/kg	50510
Putere electrică ITG (condiţii ISO)	kW	50000
Putere electrică ITA	kW	15378
Presiune de condensaţie ITA	bar	0,06
Temperatură tur	^oC	110
Temperatură retur	^oC	70
Putere termică cedată apei de reţea	kW	49815
Coeficient de putere	-	1,312
Randament global	%	84,37
Debit de combustibil	kg/s	2,703

Se constată că, din punctul de vedere al randamentului global, acesta este comparabil cu acela obţinut în cadrul centralelor convenţionale cu abur. Remarcabilă este, însă, ponderea pe care o are puterea electrică în totalul puterii produse, care este de peste 50 %, faţă de un ciclu cu abur convenţional, unde aceasta nu depşăşte, în general, 30-40 %.

Ca şi în variantele convenţionale, una din problemele care se pune este optimizarea cantităţii de căldură sub formă de abur livrat din turbină pentru termoficare. Ţinând seama de aceasta, principalul obiectiv este maximizarea puterii electrice produse de ITA, în condiţiile unei sarcini termice date. Elementul care se urmăreşte în acest caz este presiunea la priza reglabilă (în condiţiile în care presiunea la priza fixă, de nivel mai ridicat, este menţinută constantă).

În figura 4 este prezentată această dependenţă. Se remarcă existenţa unei valori optime a presiunii la priza reglabilă pentru care P_B^{ITA} devine maximă. După cum era de aşteptat (vezi figura 5), în cazul existenţei a două trepte de preîncălzire a apei din reţeaua de termoficare alimentate cu abur de la prizele turbinei, presiunea de nivel mai coborât trebuie astfel aleasă încât puterile termice preluate în cele două trepte (Q_U, respectiv Q_{U2}) să fie egale.

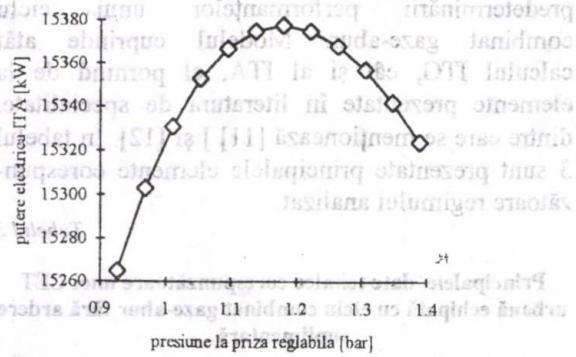


Fig. 4. Variaţia puterii la bornele generatorului ITA în funcţie de presiunea la priza reglabilă.

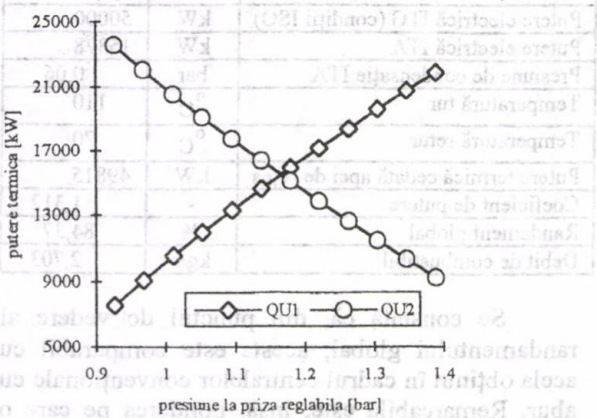


Fig. 5. Variaţia puterii termice preluată de apa de reţea de la prizele turbinei.

O variantă perfecţionată de CET echipată cu STAG a fost prezentată de firma GEC Alsthom în anul 1990 în cadrul unui seminar desfăşurat la Bucureşti (fig. 6). Această variantă (VEGA 209 E) face parte din filiera ciclurilor combinate gaze-abur dezvoltată în ultimii ani de firma sus-amintită.

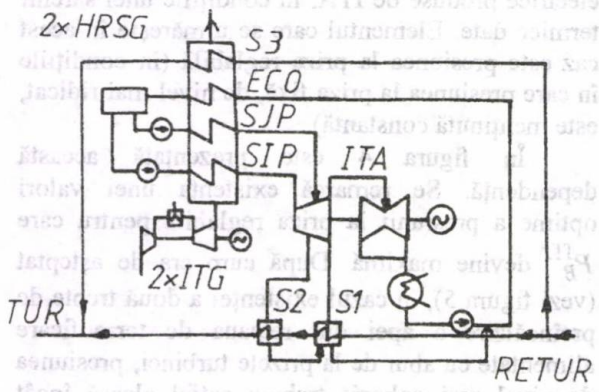


Fig. 6. STAG de termoficare urbană (VEGA 209 E) S1, S2, S3 - schimbătoare de căldură de reţea; ECO-economizor; SIP-sistem de înaltă presiune; SJP-sistem de joasă presiune.

Noutatea constă în introducerea unui al doilea nivel de presiune pe partea de abur, în scopul creşterii gradului de recuperare a căldurii din gazele de ardere. Deci, în regim de condensaţie pură, instalaţia se va comporta mai bine decât schema prezentată în figura 3. În condiţiile unei temperaturi a gazelor de ardere la coş limitată inferior de punctul de rouă, introducerea celui de-al doilea circuit de abur limitează puterea termică, care poate fi preluată în cazanul recuperator de către apa din reţeaua de termoficare.

În consecinţă, spre deosebire de varianta anterioară, schimbătorul de căldură din cazan, destinat preîncălzirii apei de reţea, este amplasat în paralel cu cele alimentate cu abur de la prizele turbinei. Prin el trece un debit limitat de apă de reţea şi numai în regimurile de vârf ale sarcinii termice. În tabelul 4 sunt prezentate principalele date tehnice ale acestei instalaţii, pentru un regim caracteristic de consum de căldură de iarnă.

Tabelul 4

Date tehnice corespunzătoare VEGA 209 E

Mărimea	UM	Valoarea
Temperatura exterioară	°C	-10
Putere electrică ITG	MW	2*140,7
Putere electrică ITA	MW	80,2
Putere termică produsă	MW	344,6
Coeficient de putere	-	1,049
Randament global	%	86,1

În concluzie, se poate afirma că ciclul combinat gaze-abur fără ardere suplimentară reprezintă o soluţie tentantă pentru alimentarea cu căldură a consumatorilor urbani. În sprijinul acestei afirmaţii, pe lângă consideraţiile expuse, vin valorile mari realizate ale randamentului global de utilizare a energiei primare şi mai ales faptul că o cotă semnificativă din producţia de energie este reprezentată de o formă de energie ordonată, energie electrică. Chiar marile centrale echipate cu STAG şi prevăzute iniţial să funcţioneze în regim de condensaţie pură, sunt gândite ca, la un moment dat, să poată asigura de la prizele turbinei aburul necesar termoficării urbane.

Utilizarea în aplicaţii de termoficare a CCSF

Gazele de ardere eşapate din ITG se caracterizează printr-un exces de aer relativ mare (peste 2,5).

Acest lucru oferă posibilitatea arderii unei cantităţi suplimentare de combustibil în HRSG. Rezultatul va fi o creştere a producţiei de abur şi implicit a puterii dezvoltate în ITA.După caz, excesul de aer poate fi consumat aproape în întregime (cazul CCFF), sau doar parţial (CCSF).

Pentru un grup de condensaţie pură randamentul total al CCSF este dat de expresia:

$$\eta_{TOT}^{CCSF} = \frac{\eta_{TOT}^{ITG} Q_B^{ITG} + \eta_{HRSG}^{ITA} + \eta_t^{ITA}\left[Q_B^{ITA} + \left(1-\eta_{TOT}^{IGT}\right)Q_B^{ITG}\right]}{Q_B^{ITA} + Q_B^{ITG}} \quad (4)$$

unde randamentul total al unei instalaţii este definit ca produsul între randamentul termic şi randamentul sursei calde [9].

Spre deosebire de STAG, ciclul combinat gaze-abur cu ardere suplimentară nu poate fi considerat o cascadă termodinamică perfectă. Acest lucru se datorează faptului că, pe lângă căldura provenită din ciclcul superior (cu gaze), ciclul cu abur beneficiază şi de energia dezvoltată prin ardere suplimentară. Utilizarea unei cantităţi de căldură rezultată din ardere direct în ciclul cu abur poate avea drept consecinţă o scădere a randamentului ciclului combinat faţă de varianta STAG.

Pentru ca arderea suplimentară să aducă o creştere de randament, trebuie respectată condiţia ca raportul dintre variaţia randamentului termic al ITA şi variaţia cantităţii de căldură introdusă prin ardere în HRSG să fie pozitiv, adică:

$$\frac{\partial\left(\eta_t^{ITA}\right)}{\partial\left(Q_B^{ITA}\right)} \triangleright 0. \quad (5)$$

Prin derivarea relaţiei 4 şi ţinând cont de expresia 5 se obţine:

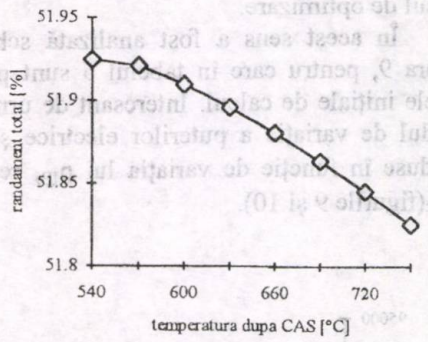
$$\frac{\partial\left(\eta_t^{ITA}\right)}{\partial\left(Q_B^{ITA}\right)} \frac{L^{ITA}}{\eta_t^{ITA}} \triangleright \eta_{TOT}^{CCSF} - \eta_t^{ITA} \quad (6)$$

Se pot trage următoarele concluzii:

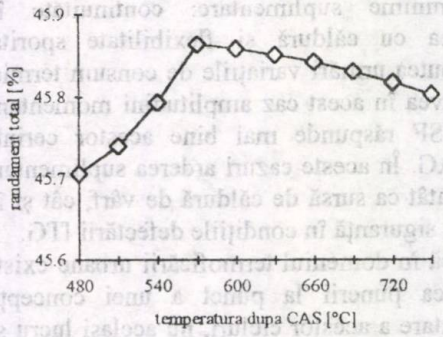
a) arderea suplimentară conduce la o creştere a η_{TOT}^{CCSF} doar dacă la rândul lui η_t^{ITA} creşte;

b) cu cât arderea suplimentară devine mai puţin interesantă. Este cazul instalaţiilor moderne, la care η_{TOT}^{CCSF} creşte mai repede decât η_t^{ITA}, în special datorită progreselor înregistrate pe parte de ITG.

Folosind un model matematic asemănător cu cel prezentat în paragraful precedent, s-a realizat calculul termic al unui ciclu tip CCSF în două variante: utilizând o ITG cu parametrii coborâţi, caracteristică epocii de pionierat a ciclurilor combinate, respectiv o ITG modernă. S-a urmărit variaţia η_{TOT}^{CCSF} pentru diverse temperaturi ale gazelor de ardere după camera de ardere suplimentară, care este prezentată în figura 7.



a)



b)

Fig. 7. Variaţia randamentului total al CCSF în funcţie de temperatura g.a. după CAS utilizând ITG cu parametrii înalţi (a), respectiv cobrâţi(b).

Rezultatele obţinute confirmă concluziile de mai sus: utilizarea primei ITG într-un STAG duce la o valoare modestă pentru η_t^{ITA}, datorită temperaturii scăzute pe partea de gaze de ardere intrate în HRSG. Creşterea temperaturii, atât pe partea de gaze de ardere, cât şi pe partea de abur viu, duce la o creştere a η_{TOT}^{CCSF}, respectiv a η_t^{ITA}. Temperatura iniţială maximă a ciclului cu abur este însă limitată din considerente de material [10]. După atingerea acestei limite superioare, η_t^{ITA} nu

mai are cum să crească, şi, în consecinţă, relaţia 6 nu mai este respectată, iar randamentul total începe să scadă. În al doilea caz, chiar fără ardere suplimentară, temperatura iniţială a ciclului cu abur are o valoare ridicată. Deci, arderea suplimentară nu mai poate oferi o creştere semnificativă a η_i^{ITA}, ducând, evident, la scăderea randamentului total al CCSF.

Rezultatele expuse în figura 7 sunt confirmate şi de calculele prezentate de Wunsch în [13]. Pe de altă parte, trebuie amintite şi lucrările lui Kehlhofer [8] şi Finckh [14], prin care creşterea de randament este justificată de obţinerea, în urma arderii suplimentare, a unor profile de temperaturi în HRSG, care pot duce la mărirea lui η_{HRSG} (vezi relaţia 4). Cei doi autori se referă exclusiv la ciclurile combinate cu un singur nivel de presiune pe partea de abur.

Concluzia este că, în condiţiile utilizării unor ITG moderne de înaltă temperatură, cel puţin pentru instalaţiile de condensaţie pură, arderea suplimentară nu prezintă interes. În schimb, CCSF rămâne o soluţie foarte bună pentru instalaţiile de termoficare şi îndeosebi pentru cele de termoficare industrială.

O sursă de căldură care alimentează un consumator industrial trebuie să răspundă unor cerinţe minime suplimentare: continuitate în alimentarea cu căldură şi flexibilitate sporită, pentru a putea urmări variaţiile de consum termic, care pot avea în acest caz amplitudini momentane mari. CCSF răspunde mai bine acestor cerinţe decât STAG. În aceste cazuri arderea suplimentară intervine atât ca sursă de căldură de vârf, cât şi în calitate de siguranţă în condiţiile defectării ITG.

Dacă în domeniul termoficării urbane există posibilitatea punerii la punct a unei concepţii relativ unitare a acestor cicluri, nu acelaşi lucru se poate afirma pentru termoficarea industrială. Fiecare consumator industrial reprezintă un caz aparte, caracterizat printr-o sarcină termică şi un mod particular de variaţie în timp a acesteia. În plus, în multe cazuri trebuie satisfăcute în acelaşi timp şi necesităţile de putere electrică ale consumatorului.

Un exemplu remarcabil de aplicare a CCSF pentru termoficare industrială este dat de SUA, unde există o lege ce încurajează platformele industriale să devină autoproducători de energie electrică şi termică [15].

În figura 8 este prezentat un exemplu tipic de CCSF destinat termoficării industriale, echipat cu contrapresiune.

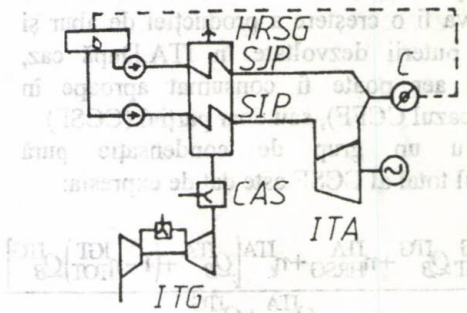


Fig. 8. Schema de principiu a CCSF de termoficare industrială

Nivelul de presiune relativ ridicat necesar consumatorului nu justifică injecţia în turbină a aburului de joasă presiune produs de HRSG. De aceea, acesta este trimis direct către consumator.

În etapa de proiectare a unei astfel de instalaţii, în condiţiile unei ITG date, de o mare importanţă este stabilirea parametrilor nominali pentru temperatura gazelor de ardere după camera de ardere suplimentară şi pentru presiunea aburului viu de IP. Presiunea aburului de JP fiind fixată de consumator, aceasta nu mai poate fi obiectul unui calcul de optimizare.

În acest sens a fost analizată schema din figura 9, pentru care în tabelul 5 sunt prezentate datele iniţiale de calcul. Interesant de urmărit este modul de variaţie a puterilor electrice şi termice produse în funcţie de variaţia lui p_{IP}, respectiv a t_{CAS}(figurile 9 şi 10).

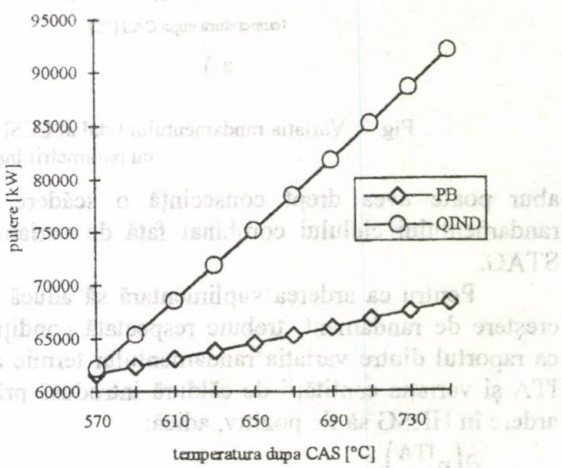


Fig. 9. Variaţia puterii electrice (PB) şi termice (QIND) în funcţie de temperatura gazelor de ardere după CAS (p_{IP}=70 bar).

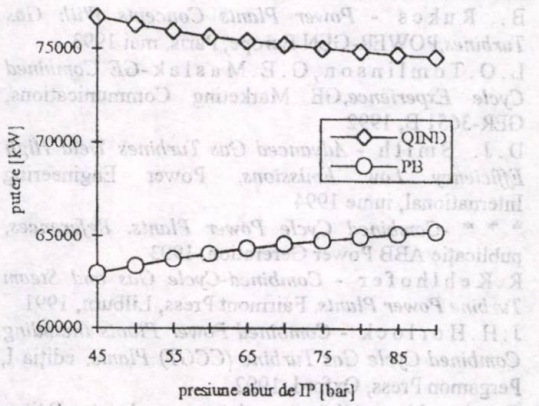


Fig. 10. Variaţia puterii electrice (PB) şi termice (QIND) în funcţie de presiunea aburului de IP (t_{CAS} = 650°C).

Se pot trage două concluzii importante:

- Pentru variaţia lui P_B^{ITA} (deci şi a puterii totale) trebuie acţionat în primul rând asupra presiunii p_{IP}.
- Pentru variaţia lui Q_{IND} trebuie acţionat în primul rând asupra temperaturii gazelor de ardere după CAS.

Pentru o aplicaţie dată se poate construi o nomogramă similară celei prezentate în figura 11, care face legătura între P_B^{ITA}, Q_{IND}, p_{IP} şi respectiv t_{CAS}. În funcţie de necesităţile electrice şi termice ale consumatorului se vor putea stabili parametrii nominali de funcţionare.

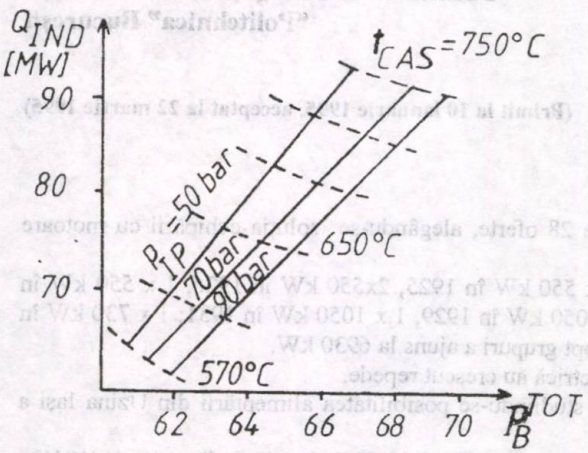


Fig. 11. Variaţia performanţelor CCSF în funcţie de temperatura după CAS şi de presiunea iniţială a ciclului cu abur.

Pentru aceeaşi aplicaţie s-au urmărit, de asemenea, variaţiile randamentului global de utilizare a energiei primare (vezi relaţia 7) şi a coeficientului de putere, prezentate în figurile 12, respectiv 13.

$$\eta_{gl} = \frac{P_B^{ITG} + P_B^{ITA} + Q_{IND}}{\left(B^{ITG} + B^{ITA}\right) H_i^i} \qquad (7)$$

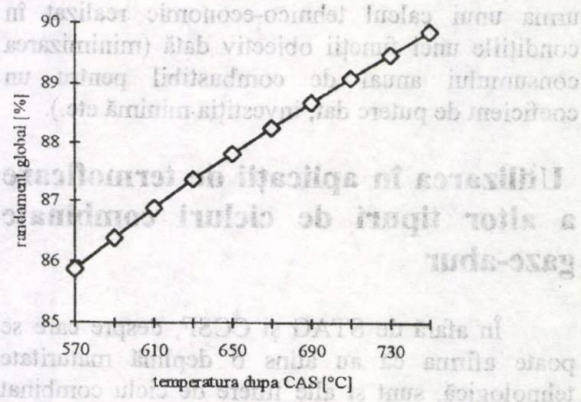


Fig. 12. Variaţia randamentului global în funcţie de temperatura gazelor de ardere după CAS (p_{IP} = 70 bar).

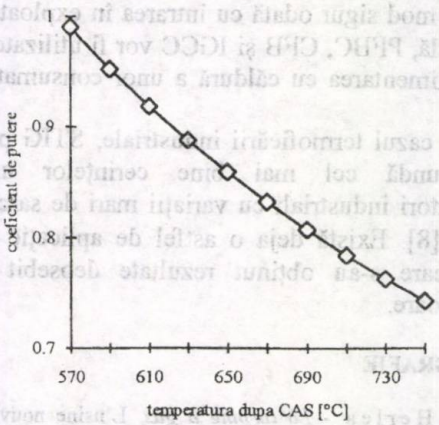


Fig. 13. Variaţia coeficientului de putere în funcţie de temperatura gazelor de ardere după CAS (p_{IP} = 70 bar).

Se poate observa că η_{gl} şi y_P au o evoluţie de sens contrar la creşterea lui t_{CAS}. Rezultă că pentru a avea η_{gl} cât mai mare, este favorabilă obţinerea unui coeficient de putere cât mai mic, chiar dacă acest lucru diminuează din avantajele oferite de utilizarea ciclului combinat. Deci, pentru astfel de aplicaţii, cel mai indicat este utilizarea unei turbine cu contrapresiune, cum a fost în cazul de faţă. La limită, pentru consumatori ce necesită un coeficient de putere foarte mic, se poate renunţa la ITA, iar aburul destinat procesului tehnologic este produs direct la nivelul de presiune corespunzător.

În faza de proiectare a unui CCSF de termoficare, esenţială este stabilirea puterii termice maxime ce trebuie asigurată fără ca arderea

suplimentară să intervină, cu alte cuvine determinarea coeficientului de termoficare. Această alegere va influenţa în final tipul de ITG ce va fi folosită. În orice caz, stabilirea coeficientului de termoficare trebuie să se facă în urma unui calcul tehnico-economic realizat în condiţiile unei funcţii obiectiv dată (minimizarea consumului anual de combustibil pentru un coeficient de putere dat, investiţia minimă etc.).

Utilizarea în aplicaţii de termoficare a altor tipuri de cicluri combinate gaze-abur

În afară de STAG şi CCSF, despre care se poate afirma că au atins o deplină maturitate tehnologică, sunt şi alte filiere de ciclu combinat gaze-abur care se pretează aplicaţiilor de termoficare.

În mod sigur odată cu intrarea în exploatare comercială, PFBC, CFB şi IGCC vor fi utilizate şi pentru alimentarea cu căldură a unor consumatori urbani.

În cazul termoficării industriale, STIG pare să răspundă cel mai bine cerinţelor unor consumatori industriali cu variaţii mari de sarcină termică [8]. Există deja o astfel de aplicaţie [9] pentru care s-au obţinut rezultate deosebit de promiţătoare.

BIBLIOGRAFIE

[1] A. Herlea - *La turbine a gaz,* L'usine nouvelle, septembrie 1982

[2] D.L. Williamson - *GE Industrial and Power Systems Is World's Leading Supplier of Gas and Steam Turbines,* Europower, nr. 2, 1993

[3] J.Makansi - *Clean Power Coal,* Electric Power International, semestrul I, 1993

[4] B. Rukes - *Power Plants Concepts With Gas Turbines,*POWER-GEN Europe, Paris, mai 1993

[5] L.O.Tomlinson,G.E.Maslak-*GE Combined Cycle Experience,*GE Marketing Communications, GER-3651 B, 1992

[6] D.J. Smith - *Advanced Gas Turbines Yield High Efficiency Low Emissions,* Power Engineering International, iunie 1994

[7] * * * -*Combined Cycle Power Plants. References,* publicaţie ABB Power Gereration, 1993

[8] R.Kehlhofer - *Combined-Cycle Gas and Steam Turbine Power Plants,* Fairmont Press, Lilburn, 1991

[9] J.H.Horlock - *Combined Power Plants Including Combined Cycle Gas Turbine (CCGT) Plants,* ediţia I, Pergamon Press, Oxford, 1992

[10] * * * - *Manualul inginerului termotehnician,*Editua Tehnică, Bucureşti, 1986

[11] T.Korakianitis, D.G, Wilson - *Models For Predecting the Performance of Brayton - Cycle Engines,* publicaţie ASME, 92-GT-361, 1992

[12] A. Leca, I. Prisecaru, s.a.- *Îndrumar. Tabele, nomograme şi formule termotehnice,* Editura Tehnică, Bucureşti, 1987

[13] A. Wunsch - *Combined GAS/Steam Turbine Power Plants,*Brown Boveri Review, nr.65, 1987

[14] H.H. Finckh, H. Pfost - *Development Potential of Combined-Cycle (GUD) Power Plants With and Without Supplementary Firing,*Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, octombrie, 1992

[15] A. Mead -*The Heat Recovery Steam Generator Dilemma, Natural or Assisted Circulation,* Europower, nr.2, 1993

Referent: prof. dr. ing. Victor Athanasovici - Facultatea de Energetică, Universitatea "Politehnica" Bucureşti

(Primit la 10 ianuarie 1995, acceptat la 22 martie 1995)

(continuare din p. 143)

La licitaţia pentru grupurile electrogene au fost primite 28 oferte, alegându-se soluţia echipării cu motoare diesel, tip Sulzer, şi generatoare fabricate de Uzinele Reşiţa.

Succesiunea instalării de grupuri a fost următoarea: 1 x 550 kW în 1925, 2x550 kW în 1926, 1 x 550 kW în 1927. A urmat un salt de putere prin instalarea grupurilor 1 x 1050 kW în 1929, 1 x 1050 kW în 1931; 1 x 730 kW în 1938 şi 1 x 1900 kW în 1940; astfel puterea totală instalată în opt grupuri a ajuns la 6930 kW.

Reţelele, numărul abonaţilor şi consumul de energie electrică au crescut repede.

S-a preconizat şi dezvoltarea unei activităţi regionale, studiindu-se posibilitatea alimentării din Uzina Iaşi a localităţilor Huşi şi Bălţi, la 35 kW.

Instalaţiile Societăţii au trecut prin două calamităţi: o inundaţie a râului Bahlui (1932) şi un incendiu puternic (1941).

După naţionalizarea din 1948,Societatea Comunală de Electricitate Iaşi a fost înlocuită prin noua formă de organizare, înfiinţându-se întreprinderea E.T.A.C.S.

BIBLIOGRAFIE

[1] x x x Din istoricul energeticii ieşene. In: Energetica 33, 1985, nr.6, p. 269

[2] x x x

Opportunities for Combined Heat and Power in Europe (Perspectivele sistemelor de producere combinată de energie electrică şi termică în Europa) - MDIS Publications Ltd, Anglia, sept. 1994, 154 p

În contextul preocupărilor la nivel mondial ale specialiştilor pentru creşterea capacităţilor de producere a energiei în pas cu dezvoltarea tehnico-economică şi implicit a creşterii cererii de energie sub diferite forme, şi ţinând cont de numeroasele constrângeri privind eficienţa şi poluarea, apare în Marea Britanie cartea **"Opportunities for Combined Heat and Power in Europe".** Ea oferă informaţii asupra stadiului actual de dezvoltare şi aplicare, în ţările incluse în Uniunea Europeană, a sistemelor de producere combinată de energie electrică şi termică, denumite şi sisteme de cogenerare. Autorul argumentează utilitatea acestei tehnologii de conversie a energiei pe baza prognozelor şi scenariilor elaborate de specialişti până în anul 2005, în ţările Uniunii Europene.

Cartea începe cu o scurtă prezentare a metodelor convenţionale de producere a energiei şi a evoluţiei istorice în producerea şi distribuţia energiei electrice.

Conceptul de sistem de cogenerare, studiat şi experimentat încă de la începutul secolului, a produs reacţii diferite în rândul specialiştilor din diferite ţări, mai ales în funcţie de nivelul local de dezvoltare economică.

Cu toate acestea, este dovedit faptul că un sistem de cogenerare, proiectat şi dimensionat corespunzător cerinţelor locale dintr-un amplasament, poate realiza un randament global de conversie a energiei primare de până la 90 % şi o durată de recuperare a investiţiilor satisfăcătoare.

De asemenea, din aplicaţiile practice realizate până în prezent, s-a obţinut o economie de energie primară de 20 până la 40 %, precum şi o reducere semnificativă a emisiilor poluante rezultate prin arderea combustibililor.

Sistemele de cogenerare devin foarte actuale în contextul atât a creşterii puternice a emisiilor poluante în atmosferă cât şi a scăderii rezervelor terestre de combustibili fosili.

În continuare, autorul prezintă succint, într-un capitol separat, pentru cei mai puţin avizaţi, componentele de bază ale unui sistem de cogenerare:

- echipamentul de antrenare- care poate fi în funcţie de gama tipodimensională: motor cu ardere internă, motor pe gaze, motor diesel, turbina cu gaze sau turbină cu abur;
- echipamentul de producere a energiei electrice;
- echipamentul pentru extragerea căldurii rezultate în procesul de conversie a energiei primare - care constă în diferite tipuri de schimbătoare de căldură;
- echipamentul pentru monitorizare şi control cu microprocesoare pentru automatizarea, reglarea şi supravegherea procesului de conversie.

Este prezentată, de asemenea, o altă caracteristică pentru un sistem de cogenerare, şi anume raportul căldură/putere furnizată de acesta, a cărui valoare fixă sau variabilă oferă informaţii atât asupra performanţelor instalaţiei, cât şi asupra variaţiei necesarului local de energie termică.

Următorul capitol al cărţii prezintă criteriile de alegere şi considerentele tehnico-economice, în vederea achiziţiei unei instalaţii de cogenerare şi face o trecere în revistă a gamei tipodimensionale existente şi a domeniilor de utilizare, cu precizări asupra alegerii tipurilor de echipamente componente.

Se ia în discuţie posibilitatea opţiunii unui eventual beneficiar, cu posibilităţi financiare reduse, între varianta de a cumpăra o instalaţie de cogenerare şi varianta de a cumpăra numai energia produsă de aceasta (de fapt energia electrică şi combustibilul necesar echipamentului de antrenare), pentru a evita o investiţie împovărătoare. Este vorba, practic, de interpunerea între furnizorul unei instalaţii de cogenerare şi consumatorul energiei produse de acesta, a unei terţe părţi, care poate fi o companie de management energetic, dispusă să investească în această direcţie, în vederea promovării unei tehnologii de conversie a energiei curate şi eficiente cu aplicare largă (de exemplu, consumatori din zone izolate şi/sau zone cu consumuri mici).

Conlucrarea instalaţiilor de cogenerare cu marii producători de energie electrică şi/sau proprietari ai reţelelor de distribuţie constituie o problemă complexă, cu multe aspecte de luat în considerare (tehnice şi financiare) şi este prezentată succint în următorul capitol al cărţii. Ideea cu care rămâne însă în minte se referă la necesitatea elaborării unei legislaţii sau reglementări locale şi/sau naţionale, privitoare la conectarea unui sistem de cogenerare la reţeaua de distribuţie a energiei electrice şi conlucrarea fair-play pe piaţa producerii de energie electrică.

În capitolul următor sunt prezentate sistemele de cogenerare, în raport cu

ROBERT LOUDON. **(Cadogan Consultants and Rendel Palmer & Tritton of Scotland) Power Generation in South East Asia (Producerea energiei electrice în Asia de Sud-Est) MDIS Reports. May 1994**

În cadrul tendinţei generale de creştere a consumului mondial de energie electrică se înregistrează, în prezent, cu tendinţe de accelerare pentru perioada următoare, o detaşare netă a ţărilor dezvoltate şi a celor în curs de dezvoltare din zona asiatică a Pacificului, ţări cu o dezvoltare economică explozivă, care necesită o susţinere corespunzătoare în domeniul industriei energiei.

Raportul îşi propune să furnizeze date şi informaţii primare, necesare asistării investitorilor în activitatea de investigare a condiţiilor şi necesităţilor locale în ceea ce priveşte industria energiei electrice pentru opt ţări din Asia de Sud-Est: Indonezia, Vietnam, Filipine, Tailanda, Malaezia, Singapore, Cambodgia şi Laos.

Informaţiile şi datele prezentate în raport sunt structurate, pentru fiecare din cele opt ţări analizate, după următoarele criterii:

1. Date de bază cu caracter general (date geografice, istorice, de organizare teritorial-administrativă, date demografice).

2. Informaţii cu caracter economic (buget, indicatori economici de bază, inflaţie, datorie externă, investiţii).

3. Politici şi obiective guvernamentale de dezvoltare economică generală şi în domeniul energiei, inclusiv în industria energiei electrice: ministere şi organizaţii.

4. Informaţii din sectorul energiei electrice (companii de electricitate publice, capacităţi energetice, structură după combustibilul utilizat, reţele de transport şi distribuţie, evoluţia consumului şi a producţiei de energie electrică, costuri şi tarife).

5. Evaluarea resurselor de energie primară (combustibili fosili, nucleari, surse de energie regenerabile): potenţial, producţii, export.

6. Aspecte financiare şi de risc investiţional (investiţii străine realizate şi în curs de realizare, proiecte aprobate în domeniul energiei, finanţări, credite).

7. Scenarii de dezvoltare pe termen lung pentru industria energiei electrice, indicând evoluţia estimată a consumului de energie electrică (până în 2000 - 2010), a dezvoltării filierelor de producere a energiei electrice, a reţelelor de transport şi distribuţie, a costurilor de investiţie necesare pentru proiectele planificate.

8. Evidenţierea unor oportunităţi pentru investiţii specifice pieţelor analizate, în domeniul industriei energiei electrice, atât în sectorul public, cât şi în cel privat, care pot avea ca obiectiv atât realizarea de noi capacităţi energetice, cât şi acţiuni de retehnologizare.

Datorită gradului diferit de dezvoltare în care se află în prezent cele opt ţări care fac obiectul analizei prezentate în raport (de la economii mature la structuri fragile din punct de vedere politic şi social, cu efecte de frânare în sfera economicului), strategiile de dezvoltare propuse şi, ca urmare, oportunităţile pentru investiţii sunt foarte diferite de la o ţară la alta.

Lucrarea prezintă date sintetice de mare interes pentru cele opt ţări menţionate.

Soluţiile de finanţare, deşi diferă de la o ţară la alta, au totuşi o orientare comună către asocierea cu producătorii independenţi de energie electrică. Schemele propuse în acest sens în strategiile de dezvoltare sunt modelate pe diferite variante de tipul BOO (Build Own Operate) sau BOT (Build Operate Transfer).

Se estimează că sectorul privat în industria energiei electrice va reprezenta pentru zona geografică pusă în discuţie - la nivelul anului 2000 - circa 20 % din totalul capacităţilor noi.

Considerăm că lucrarea constituie o sursă de informaţii deosebit de interesante şi de actuale referitoare la sectorul energiei din ţările Asiei de Sus-Est, şi atinge în totalitate scopul declarat, de orientare a celor interesaţi în investiţii în zonă. În plus, se dovedeşte atractivă pentru toţi cititorii care doresc informaţii legate de planificarea dezvoltării industriei energiei electrice.

ing. Ştefan Marin

CONTENTS

VICTOR ATHANASOVICI : State of the art and prospects of the thermal and electric energy combined generation in Romania. 107

NICOLAE NICULESCU, ANGELA BĂDULESCU, DANA CRISTESCU, ION SOTIR DUMITRESCU: Mid-term efficiency conditions of different heat supply solutions. 110

VICTOR ATHANASOVICI, ION SOTIR DUMITRESCU, RĂZVAN DUPLEAC: Technical and economical analysis for optimal solution of the heat supply 119

CONSTANTIN POPESCU, DAN GOLICIU, ALEXANDRU MIHĂIȚĂ: Optimal thermal load repartition on power units at Craiova II cogeneration power plant 129

DAN GOLICIU, IRINA SĂNDULESCU, NICULINA PREDESCU, CONSTANTIN GRIGORESCU: Fuel consumption analysis in electric and thermal energy combined generation 134

FLORIN ALEXE, MIHAELA POPESCU, LUCIAN PALADE, MELANIA COZEA: Modelling the operational unrated steady-state of high power condensation units in cogeneration system 139

GEORGE DARIE: Gas-steam combined cycle use in district heating application 144

REVIEWS

MARINA ANDRIAN: Chadbum, R: Opportunities for combined heat and power in Europe. 153

MARIN ŞTEFAN: Robert Loudon (Cadogan Consultants and Rendel Palmer & Tritton of Scotland) Power Generation in South East Asia (Producerea energiei electrice în Asia de Sud-Est) MDIS Reports. May 1994 154

СОДЕРЖАНИЕ

ВИКТОР АТАНАСОВИЧ : Состояние и перспективы комбинированного производства электроэнергии и тепла в Румынии 107

НИКОЛАЕ НИКУЛЕСКУ, АНДЖЕЛА БАДУЛЕСКУ, ДАНА КРИСТЕСКУ, ИОН СОТИР ДУМИТРЕСКУ: Условия среднесрочной эффективности различных решений по теплоснабжению 110

ВИКТОР АТАНАСОВИЧ, ИОН СОТИР ДУМИТРЕСКУ, РОЗВАН ДУПЛЕАК: Комплексная модель технико-экономического анализа определения оптимального решения по теплоснабжению 119

КОНСТАНТИН ПОПЕСКУ, ДАН ГОЛИЧЮ, АЛЕКСАНДРУ МИХЭИЦЭ: Оптимальное распределение тепловой нагрузки по агрегатам на ТЭЦ Крайова II 129

ДАН ГОЛИЧЮ, ИРИНА СЭНДУЛЕСКУ, НИКУЛИНА ПРЕДЕСКУ, КОНСТАНТИН ГРИГОРЕСКУ: Анализ топливного расхода в электростанциях комбинированного производства электроэнергии и тепла 134

ФЛОРИН АЛЕКСЕ, МИХАЕЛА ПОПЕСКУ, ЛУЧИАН ПАЛАДЕ, МЕЛАНИЯ КОЗЕА: Моделирование неноминальных установившихся режимов работы высокомощных конденсационных агрегатов для теплофикации 139

ДЖЕОРДЖЕ ДАРИЕ: Применение комбинированных циклов газ-пара для теплофикации 144

РЕЦЕНЗИИ

МАРИНА АНДРИАН: Перспективы систем комбинированного производства электроэнергии и тепла в Европе 153

ШТЕФАН МАРИН: Роберт Лоугон (Кадоган Консультанты и Рендел Палмер & Триттон из Шотландии) Производство электроэнергии в юго-восточной Азии MDIS Доклады. Май, 1994 г. 154

INHALT

VICTOR ATHANASOVICI: Lage und Aussichten des Kombi-Verfahrens zur Erzeugung von Elektroenergie und Wärme in Rumänien 107

NICOLAE NICULESCU, ANGELA BĂDULESCU, DANA CRISTESCU, ION SOTIR DUMITRESCU: Mittelfristige Effizienzbedingungen verschiedener Wärmeversorgungslösungen 110

VICTOR ATHANASOVICI, ION SOTIR DUMITRESCU, RĂZVAN DUPLEAC: Komplexes Modell zur technisch-ökonomischen Analyse bei der Bestimmung optimaler Wärmeversorgungslösungen 119

CONSTANTIN POPESCU, DAN GOLICIU, ALEXANDRU MIHĂIŢĂ: Die optimale Wärmelastaufteilung im Heiz-KW Craiova II 129

DAN GOLICIU, IRINA SĂNDULESCU, NICULINA PREDESCU, CONSTANTIN GRIGORESCU: Analyse des Brennstoffverbrauchs in Kraftwerken zur kombinierten Elektroenergie-und Wärmeerzeugung 134

FLORIN ALEXE, MIHAELA POPESCU, LUCIAN PALADE, MELANIA COZEA: Modellierung nichtnominaler stationärer Fahrweisen der Großleistungs-Kondensations-KW-Anlagen bei der Wärmeerzeugung 139

GEORGE DARIE : Anwendung der Gas-Dampf-Zyklen im Bereich der Fernwärmeversorgung 144

REZENSIONEN

MARINA ANDRIAN : Chadbum, R., "Opportunities for Combined Heat and Power in Europe (Aussichten der Systeme zur kombinierten Elektroenergie-und Wärmeerzeugung in Europa" 153

MARIN ŞTEFAN: Robert Loudon (Cadogan Consultants and Rendel Palmer & Tritton of Scotland) Power Generation in South East Asia (Producerea energiei electrice în Asia de Sud-Est) MDIS Reports. May 1994 154

SOMMAIRE

VICTOR ATHANASOVICI: La situation et les perspectives de la production combinée de l'énergie électrique et themique en Roumanie 107

NICOLAE NICULESCU, ANGELA BĂDULESCU, DANA CRISTESCU, ION SOTIR DUMITRESCU: Conditions d'efficacité a moyen terme des différentes solutions d'alimentation en chaleur 110

VICTOR ATHANASOVICI, ION SOTIR DUMITRESCU, RĂZVAN DUPLEAC: Modèle complexe d'analyse technique - économique afin de déterminer la solution optimale pour l'alimentation en chaleur 119

CONSTANTIN POPESCU, DAN GOLICIU, ALEXANDRU MIHĂIŢĂ: La répartition optimale de la charge thermique sur les installations de la centrale thermique Craiova II 129

DAN GOLICIU, IRINA SĂNDULESCU, NICULINA PREDESCU, CONSTANTIN GRIGORESCU: L'analyse de la consommation de combustible dans les centrales a production combinée d'energie électrique et thermique 134

FLORIN ALEXE, MIHAELA POPESCU, LUCIAN PALADE, MELANIA COZEA: La modélisation des régimes non nominaux stationnaires de fonctionnement en chauffage urbain des grosses tranches a condensation 139

GEORGE DARIE: L'utilisation dans les applications des cycles combinés gaz-vapeur dans le chauffage urbain 144

COMTES RENDUS

MARINA ANDRIAN: Chadbum, R., "Opportunities for Combined Heat and Power in Europe" (Les perspectives des systems de production combinée de chaleur et d'électricité en Europe) 153

MARIN ŞTEFAN: Robert Loudon (Cadogan Consultants and Rendel Palmer & Tritton of Scotland) Power Generation in South East Asia (Producerea energiei electrice în Asia de Sud-Est) MDIS Reports. May 1994 154

ORSZÁGOS MŰSZAKI INFORMÁCIÓS KÖZPONT ÉS KÖNYVTÁR 1893

RENEL

ISPH

ISPH STR. VASILE LASCAR 5-7,
SECTOR 2, BUCURESTI 79669,
Phone: + 40 (0)1 614 72 70
+ 40 (0)1 614 32 08
Fax: + 40 (0)1 312 09 25
Telex: 011443 - isph - r

FIELD OF ACTIVITY

- SCHEMES FOR HYDROELECTRIC DEVELOPMENT
- HYDROELECTRIC DEVELOPMENTS
- ALL TYPES AND SIZES OF DAMS
- WATER INTAKES
- HYDROPOWER STATIONS
- PUMPING STATIONS
- SMALL HYDROPOWER STATIONS
- NAVIGATION CANALS AND LOCKS WITHIN HYDRO-ELECTRIC DEVELOPMENTS
- UNDERGROUND WORKS (GALLERIES, TUNNELS)
- CIVIL, INDUSTRIAL AND TOURISTIC STRUCTURES ARCHITECTURE
- ROADS AND BRIDGES
- CONTROL AND AUTOMATION PROJECTS FOR HYDROPOWER STATIONS
- HYDROMECHANICAL AND ELECTRIC EQUIPMENT

ASSIGNMENTS

- GENERAL STUDIES FOR MULTIPURPOSE DEVELOPMENTS MAINLY FOR POWER GENERATION
- PROJECTS AT DIFERENT STAGES FOR NEW INVESTMENTS STUDIES, FIELD & LABORATORY INVESTIGATIONS (HYDROLOGIC STUDIES, TOPO - GEODETICAL SURVEYS, TESTS ON HYDRAULIC MODELS, QUALITY STUDIES OF CONSTRUCTION MATERIALS, HYDRAULIC MEASUREMENTS, ECOLOGIC STUDIES)
- WORK SUPERVISION
- CONSULTING ENGINEERING SERVICES
- ANALISYS OF STRUCTURE BEHAVIOUR IN OPERATION
- TENDER DOCUMENTS
- DETAILED CONSTRUCTION DRAWINGS

Romania
RENEL
Romanian Electricity Authority

ICEMENERG
ENERGY RESEARCH AND
MODERNISING INSTITUTE
8, Energeticienilor Blvd.
79619 Bucharest 3 - Romania
fax: (401) 321 10 10; phone: (401) 321 32 41
email: srcti @cci.vsat.ro

For over 35 years of experience ICEMENERG - RENEL turned to be the Romanian leader in all energy services

* ***R&D and demonstration projects***
* ***Nation-wide energy and environmental issues***
* ***Certifying and testing of industrial equipment and appliances***

ICEMENERG is your credible partner in:

ICEMENERG

* *energy policies and forecasts*
* *energy related environmental issues*
* *clean energy technologies*
* *quality engineering and surveillance*
* *complete knowledge of RENEL endowment and needs*
* *a large spectrum of engineering and consulting services, audits, inspections and studies*
* *a wide range of specific equipment and components for power applications*

The works carried out in Romania and abroad consolidated the prestige of ICEMENERG

RENEL

* *refitting works with own expertise and technologies*
* *maintenance technologies and materials*
* *a wide range of tests and measurements*
* *comissioning of power plants and substations*

OTHER DOMESTIC CLIENTS

* *capitalisation of renewables*
* *DSM projects*

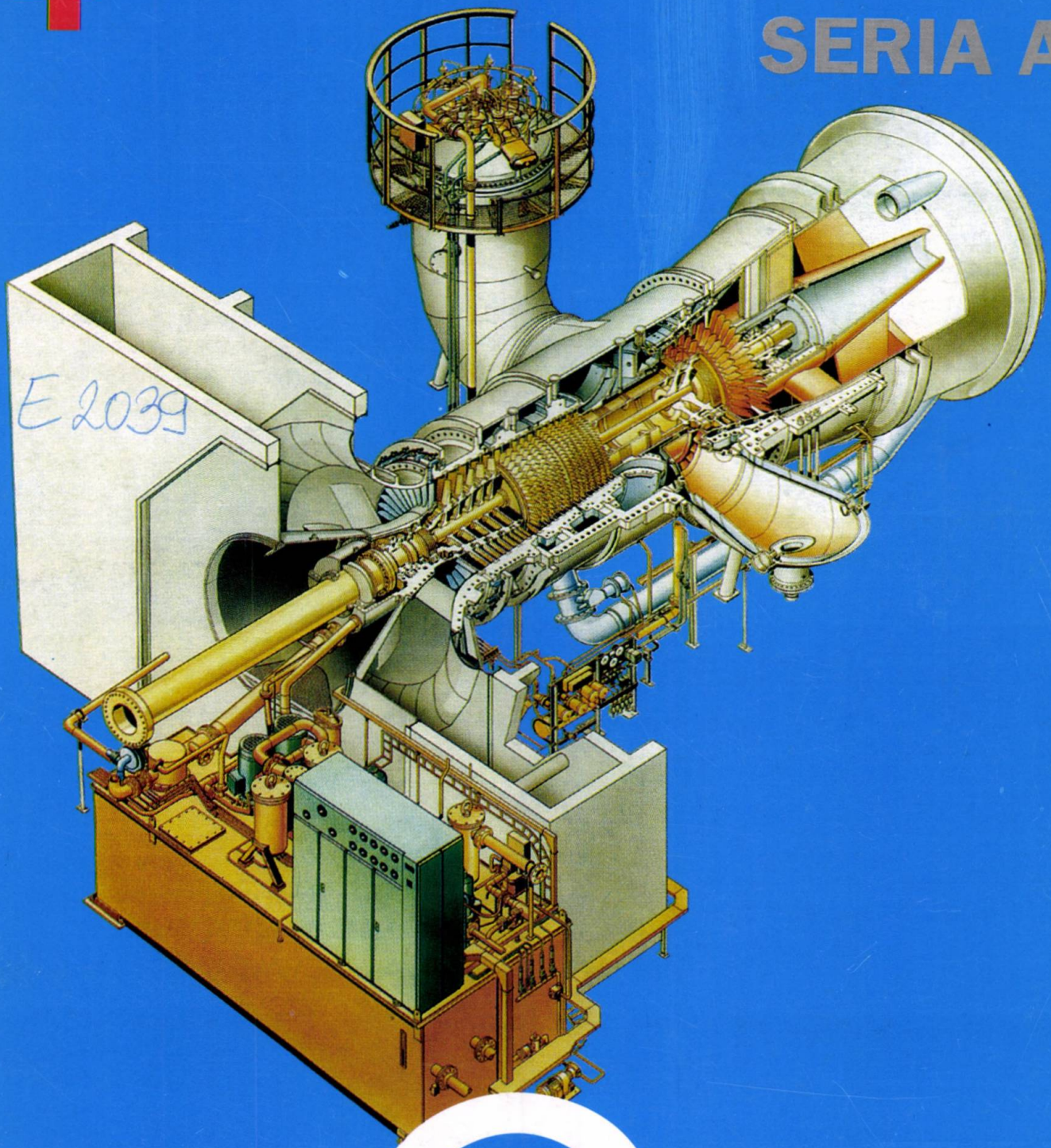
FOREIGN CLIENTS

* *consultancy and engineering*
* *hydrometry systems*
* *warranty and commissioning tests*
* *operation tests and measurements (thermovision)*
* *generator excitation systems - manufacturing and expertise*
* *turbine control systems*
* *noise dampers*

E 2039

4 ENERGETICA

SERIA A



E2039

ICEMENERG

IULIE - AUGUST 1995

SOCET S.A.

SOCIETATE COMERCIALĂ PE ACŢIUNI DE ENGINEERING ŞI PROCURMENT PENTRU ECHIPAMENTE ENERGETICE ŞI COMPLEXE

ENGINEERING AND PROCURMENT OF POWER AND COMPLEX EQUIPMENT JOINT STOCK COMPANY

Şos. Berceni 104, Sector 4,
BUCUREŞTI - ROMÂNIA
Tel.: 683.76.30; 683.47.20

EXECUTĂ:

activităţi de antreprenor general, engineering, procurment, furnizor general, import, export, service şi operaţiuni comerciale, inclusiv de tip "barter" pentru instalaţii complete "la cheie", părţi din instalaţii, echipamente sau piese de schimb pentru:

- centrale termoelectrice;
- centrale electrice pentru termoficare industrială şi/sau urbană;
- centrale termice cu cazane de abur pentru scopuri tehnologice şi/sau cazane de apă caldă menajeră şi pentru încălzit;
- centrale hidroelectrice;
- amenajări hidroenergetice şi/sau hidrotehnice.

Pentru aceste activităţi "SOCET" S.A. are relaţii de colaborare cu următoarele uzine: Vulcan Bucureşti, I.M.G. Bucureşti, GENERAL-TURBO - Bucureşti, CASTUMAG - Bucureşti, UCM Reşiţa, Aversa - Bucureşti, CAROMET - Caransebeş, TERMOROM - Cluj Napoca, FORTPRES - Cluj Napoca, I.M. Timişoara, Electroputere - Craiova, COMELF - Bistriţa, Ventilatorul Bucureşti;

cu următoarele institute de cercetare şi proiectare: ISPE, ICPET şi ICEMENERG din Bucureşti, SIETA - Cluj Napoca, HIDROTIM din Timişoara şi cu următoarele întreprinderi de montaj şi reparaţii: SAEM Energomontaj - Bucureşti şi Service Industrial Company - Braşov.

Coperta tipărită la: Tipo-Aktis SRL

Str. Popa Nan 30, sect.2, Bucureşti, 73116, ROMÂNIA
Telefon: 0040-1-642.51.97; Fax: 0040-1-642.75.23

ENERGETICA

REVISTA DE SPECIALITATE
A ENERGETICIENILOR
DIN ROMÂNIA

ANUL 43 | Nr. 4, SERIA A | IULIE - AUGUST 1995

ISSN 1220 - 5133

Număr special "Sistemul de conversie termodinamică cu turbine cu gaze şi cicluri combinate abur-gaze"

Revista ENERGETICA a fost înfiinţată în anul 1953, continuând tradiţia vechilor publicaţii inginereşti care au avut preocupări în domeniul energiei ca, de exemplu:
- Diaru pentru vulgarizarea ştiinţeloru naturale şi fizice (1870 - 1882);
- Buletinul Societăţii Politehnice (1887 - 1944);
- Buletinul Asociaţiei Generale a Inginerilor din România - AGIR (1919 - 1946);
- ENERGIA, editată de ing. Dumitru Leonida (1921);
- Buletinul Asociaţiei Producătorilor şi Distribuitorilor de Energie Electrică - APDE (1932 - 1944);
- Buletinul Institutului Român de Energie - IRE (1933 - 1944)

Opiniile exprimate în articolele publicate în revista ENERGETICA aparţin autorilor acestora.

Orice reproducere integrală sau parţială, prin indiferent ce procedeu, a materialelor apărute în revista ENERGETICA poate fi făcută numai cu aprobarea biroului de redacţie. Sunt autorizate numai citările destinate lucrărilor ştiinţifice şi volumelor în care acestea sunt inserate .

Revista apare alternativ în două serii :
- seria A, care tratează probleme de surse de energie, conversie de energie, poluare a mediului înconjurător, utilizare a căldurii etc.;
- seria B, care tratează probleme electrice, inclusiv ale centralelor electrice, staţiilor electrice, ale liniilor de transport şi distribuţie a energiei electrice , sisteme electroenergetice etc.
Fiecare serie are 6 numere pe an .

CUPRINS

ANTON ROŞU: Masa rotundă, 15 mai 1995 159

FLORIN ALEXE, ANTON ROŞU, MIHAELA POPESCU, SILVIA LIGDA: Ciclu combinat gaze-abur. Eficienţa tehnico-economică a soluţiilor de retehnologizare 160-167

ION SOTIR DUMITRESCU, VICTOR ATHANASOVICI: Indicatori de eficienţă energetică ai ciclurilor de termoficare (cogenerare) cu turbine cu gaze 168-174

GEORGE DARIE, COSTIN MOŢOIU, ILIE PRISECARU: Modelarea comportării instalaţiilor cu turbine cu gaze în regimuri nenominale 175-180

FLORIN ALEXE, ANTON ROŞU, MIHAELA POPESCU, DANA CANEA, MARIAN VLĂDESCU: Retehnologizarea CET urbane prin trecerea la funcţionarea în ciclu combinat gaze-abur 181-186

ELISABETA PĂSCULETE: Integrarea gazeificării în ciclu combinat pentru producerea energiei electrice 187-195

MIHAELA DUPLEAC: Instalaţii de turbine cu gaze cu amestec de fluide 196-204

INFORMAŢII

CRISTIAN RĂDUCANU: Eficienţa energetică în Marea Britanie 205

DIN ENERGETICA MONDIALĂ 174

Our review publishes ADVERTISMENTS for your PRODUCTS, TECHNOLOGIES, SERVICES, etc.

Please, contact us at the address:
Revista ENERGETICA
ICEMENERG, B-dul Energeticienilor nr.8,
Bucureşti III, RO 79619
Phone : (401)322 06 92 ; (401)321 69 66/251
Fax: (401)321 10 10
Telex: 10783

COLEGIUL DE REDACŢIE

BIROUL: dr . ing. Eugeniu PAVEL - preşedinte, redactor-şef; dr. ing. Jean CONSTANTINESCU - redactor-şef adjunct; prof. dr. ing. Dumitru Cezar IONESCU - redactor-şef adjunct; ing. Vasile RUGINĂ - secretar de redacţie; ing. Radu OPINCARU - reprezentant RENEL; ing. Ion CONECINI; ing. VLADIMIR CONSTANTINESCU; prof. dr. ing. Virgil MUŞATESCU ; ing. Dan GHEORGHIU; ing. Nicolae NICULESCU; ing. Mihai NICOLAU - reprezentant ICEMENERG; dr. ing. Ioan GANEA

MEMBRI: conf. dr. ing. Florin ALEXE; ing. Ovidiu APOSTOL; prof. dr. ing. Victor ATHANASOVICI; conf. dr. ing. Adrian BADEA ; prof. dr. ing. Cornel BIANCHI; ing. Paul CARTIANU; ing. Mircea CÂRDU; prof. dr. ing. Dorin CRISTESCU; prof. dr. ing. Nicolae DĂNILĂ; dr. ing.Laurenţiu GOIA; prof dr. ing. Nicolae GOLOVANOV ; prof. dr. ing. Dumitru IVAS; prof. dr. ing Aureliu LECA; dr. ing. Gheorghe LUCA; dr. ing. Magdalena MATEI; ing. Cornel MOŢIU; prof. dr. ing. Costin MOŢOIU ; prof. dr. ing. Constantin NEAGA; prof. ing. Mircea NEMEŞ; conf. dr. ing. Valeriu NISTREANU; ing. Cornel PÂSLARU; prof. dr. ing. Alexandru POEATĂ; dr. ing. Marius POMÂRLEANU; prof. dr. ing. Florin POP; dr. ing. Teodor POPA; dr. ing. Anca POPESCU; ing. Miron POPESCU; conf. dr. ing. Petre POSTOLACHE; dr. ing. Dan Ion PREDOIU; ing. Radu REGMAN; ing. Gabriel ROMAŞCU; ing. Anton ROŞU ; ing. Margarios SALGIAN ;ing. Alexandru SĂNDULESCU; ing. Emilian SIMIAN; ing. Cristian TOTOLO; ing. Anton VLĂDESCU

Redactor : Ana Maria CHIVU

Tiparul executat la ICEMENERG

Redacţia şi administraţia: ICEMENERG, B-dul Energeticienilor nr.8, sector 3, CP 79619, Bucureşti
Telefon: (401)322 06 92; (401)321 69 66/251; Telex : 10783; Fax: (401)321 10 10

SISTEM DE CONVERSIE TERMODINAMICĂ CU TURBINE CU GAZE ŞI CICLU COMBINAT GAZE-ABUR

- Masă rotundă, 15 mai 1995 -

În ziua de 15 mai 1995 a avut loc la Institutul de Cercetări şi Modernizări Energetice (ICEMENERG) masa rotundă cu titlul **Sistem de conversie termodinamică cu turbine cu gaze şi ciclu combinat gaze-abur**, organizată de Colegiul de redacţie al revistei Energetica, Comisia de Energetică a Academiei Române, DGPEET, ICEMENERG şi Facultatea de Energetică a U.P.B.

De ce ciclu combinat?

În lanţul transformărilor energetice veriga ce limitează cel mai drastic randamentul global este conversia termodinamică a căldurii în lucru mecanic. Principiul de bază datorită căruia centralele termoelectrice cu ciclu combinat gaze-abur realizează randamente de conversie a energiei primare în energie electrică, mai bune decât fiecare din cicluri luat separat, este folosirea căldurii în "cascadă termodinamică"; acest lucru este posibil deoarece temperatura de evacuare a căldurii din turbina cu gaze este comparabilă cu cea de primire a căldurii în instalaţiile cu turbină cu abur. Prin creşterea randamentului termic se obţin efecte economice favorabile (scăderea preţului energiei electrice), dar şi ecologice (micşorarea poluării termice şi cu produse de ardere). Pe plan mondial, dezvoltarea tehnologiilor de producere a instalaţiilor cu turbină cu gaze din ultimul deceniu oferă posibilitatea obţinerii, în cazul combinării acestora cu un ciclu cu abur, unor randamente de producere a energiei electrice mai mari de 55 %.

Tematica mesei rotunde a cuprins probleme de larg interes în rândul specialiştilor termoenergeticieni: retehnologizarea şi modernizarea centralelor electrice prin adaptarea lor la ciclu combinat gaze-abur, producerea combinată a energiei electrice şi termice în centrale electrice cu ciclu combinat gaze-abur, particularităţi ale turbinelor cu abur din instalaţiile funcţionând cu ciclu combinat gaze-abur, comparaţii tehnico-economice ale diverselor tipuri de scheme cu ciclu combinat gaze-abur etc.

Au răspuns invitaţiei de a participa la această masă rotundă peste 30 specialişti, care au propus spre dezbatere lucrări acoperind aproape integral tematica amintită. Lucrările mesei rotunde au fost deschise de domnul ing. Anton Roşu, în calitate de gazdă, şi de domnul prof.dr. ing. Cezar Ionescu, decanul Facultăţii de Energetică din cadrul UPB, în calitate de redactor-şef adjunct al revistei Energetica. Au urmat prezentări, coreferate şi dezbateri pe categorii de lucrări. Discuţiile au fost animate şi moderatorul, semnatarul acestor rânduri, a avut o sarcină dificilă, dar plăcută. Mulţumesc redacţiei revistei Energetica pentru ocazia acordată susţinătorilor acestei noi tehnologii de producere a energiei electrice, complexă şi controversată la nivel RENEL, de a-şi prezenta argumentele, precum şi tuturor acelora care au răspuns invitaţiei de a participa la această masă rotundă.

ing. Anton Roşu

ICEMENERG

CICLU COMBINAT GAZE-ABUR. EFICIENŢA TEHNICO-ECONOMICĂ A SOLUŢIILOR DE RETEHNOLOGIZARE

dr.ing. FLORIN ALEXE, ing. ANTON ROSU, ing. MIHAELA POPESCU, ing. SILVIA LIGDA*)

Studiile efectuate de ICEMENERG privind retehnologizarea grupurilor energetice de condensaţie prin trecerea lor la funcţionarea în ciclu combinat abur-gaze au demonstrat eficienţa tehnică şi economică a acestui tip de retehnologizare faţă de reabilitările clasice.

Lucrarea prezintă o analiză de caz referioare la grupul LMZ-K-210 MW din CET Luduş. Sunt prezentate variantele de reabilitare/retehnologizare considerate în analiză, performanţele termodinamice ale fiecărei variante şi calculul economic comparativ între acestea.

The studies carried out by ICEMENERG on retrofitting the condensation energy units by changing their operation into a gas-steam combined cycle, have demonstrated the technical and economic efficiency of this refurbishing type to conventional rehabilitations.

The paper presents a case study on LMZ-K-210 MW unit of Luduş thermal power plant. The rehabilitation/retrofitting variants to be studied, the thermo-dynamic performances of each variant as well as the comparative economic assessment of the two variants, are presented.

Descriptori: cicluri combinate gaze-abur, eficienţă tehnico-economică

1. Prezentare generală

Documentaţia existentă pe plan mondial demonstrează superioritatea performanţelor termodinamice ale unei instalaţii ce funcţionează după un ciclu combinat gaze-abur faţă de o instalaţie clasică. Această superioritate se bazează în special pe fenomenul de folosire a energiei intrată în ciclu în **"cascadă termodinamică".** Bibliografia de specialitate [1,2] şi revistele editate de firme de renume din domeniul energetic [3] dau numeroase exemple de centrale electrice noi sau centrale electrice retehnologizate, cu ciclu combinat gaze-abur, ale căror randamente globale de conversie a energiei combustibilului depăşesc valoarea de 45...53 %.

În cazul retehnologizării centralelor existente, problema aplicării ciclului combinat prezintă două aspecte diferite faţă de instalaţiile construite pentru a funcţiona într-un ciclu combinat:

* **existenţa turbinei cu abur** prezintă un avantaj major din punct de vedere financiar (nu mai este necesară o investiţie în acest agregat şi în instalaţii anexe). Turbina clasică de condensaţie este prevazută cu prize pentru preîncălzirea regenerativă, fiind o turbină cu debit la condensator mai mic decât debitul de abur viu (Dc<Do). Turbinele caracteristice ciclurilor combinate noi sunt turbine cu debit mare de abur în coada de condensatie (Dc>Do) datorită injecţiei (injecţiilor) de abur în corpul (corpurile) de (medie şi) joasă presiune. Acest lucru poate constitui un dezavantaj la retehnologizarea grupurilor de condensaţie prin trecerea la funcţionarea în ciclu combinat, din necesitatea ca această trecere să se facă fără supraîncărcarea mecanică şi termică a turbinei cu abur. Aceste supraîncărcări pot apărea din cauza închiderii (totale sau parţiale) a prizelor şi/sau apariţiilor injecţiilor de abur, ceea cc face necesară descărcarea corpului de înaltă presiune, astfel încât

* Institutul de Cercetări şi Modernizări Energetice, Bucureşti

în coada de condensaţie să nu se depăşească debitul maxim la condensator ;

* având la dispoziţie numai instalaţiile cu turbină cu gaze pe care ni le oferă producătorii de echipament de acest tip, este foarte importantă **alegerea tipului ITG** folosit în retehnologizarea abordată. Factorul care determină această alegere poate fi cantitatea de căldură ce poate fi recuperată din gazele de ardere în vederea determinării debitului de abur viu ce poate fi produs (în cazul ciclurilor combinate fără ardere suplimentară) sau conţinutul de oxigen în gazele de ardere, pentru a putea determina cantitatea de combustibil ce mai poate fi încă arsă în cazanul recuperator, respectiv debitul de abur viu ce poate fi produs (în cazul ciclurilor combinate cu ardere suplimentară).

Abordarea analizei acestor tipuri de retehnologizări, prin trecerea la funcţionarea în ciclu combinat gaze-abur, este complexă, necesită un volum mare de muncă şi nu poate fi făcută decât pentru fiecare caz în parte.

Lucrarea de faţă îşi propune prezentarea rezultatelor tehnico-economice ale studiului trecerii la funcţionarea în ciclu combinat abur-gaze a grupului de condensaţie LMZ 210 MW, grup existent în mai multe centrale din SEN. Acest studiu cuprinde analiza termodinamică a trei variante de retehnologizare şi una de reabilitare, propuse de autori, şi calculul economic de prefezabilitate pentru cele patru variante .

2. Soluţii analizate. Performanţe termodinamice

Cele patru variante propuse pentru analiza tehnico-economică sunt :

a) reabilitarea grupului existent şi aducerea sa la parametrii de proiect;

b) instalarea unui grup energetic nou funcţionând în ciclu combinat după cea mai perfecţionată schemă;

c) retehnologizarea grupului LMZ 210 MW cu ciclu combinat cu ardere suplimentară;

d) retehnologizarea grupului cu ciclu combinat recuperativ.

Schemele termice de principiu ale acestor variante sunt prezentate în figurile 1, 2, 3 şi 4. Performanţele termodinamice ale variantelor de reabilitare (schema actuală) şi ale celor două scheme de retehnologizare cu ciclu combinat, cu excepţia instalaţiei noi, sunt prezentate în tabelul 1.

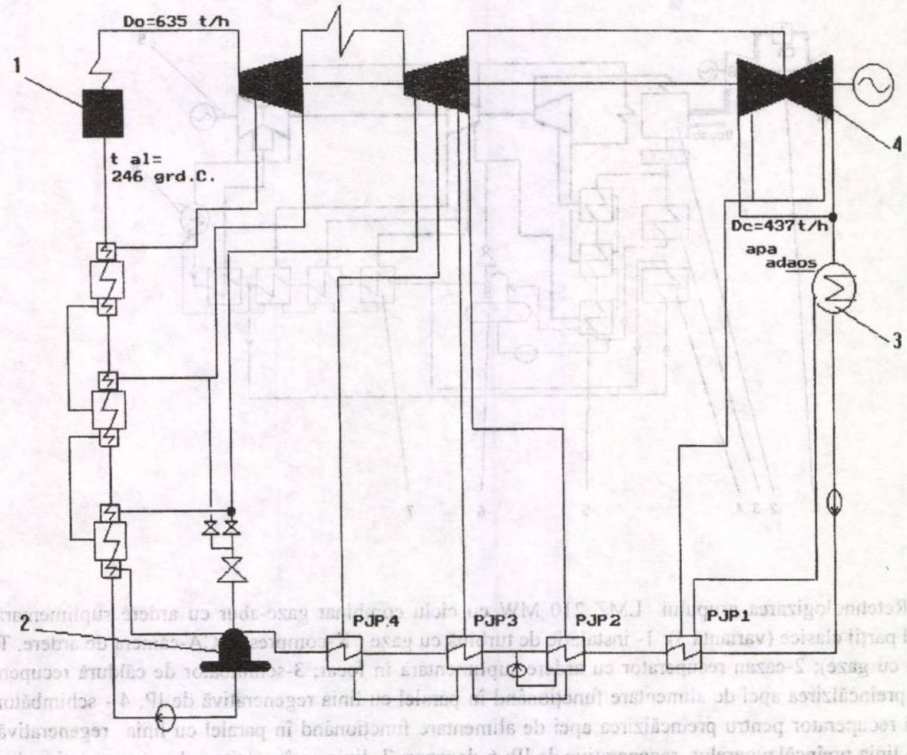


Fig.1. Reabilitarea grupului LMZ-K-210 MW şi aducerea sa la parametrii de proiect (varianta 1): 1-cazan clasic reabilitat (2x320 t/h); 2-degazor; 4-turbină cu abur; 3-condensator.

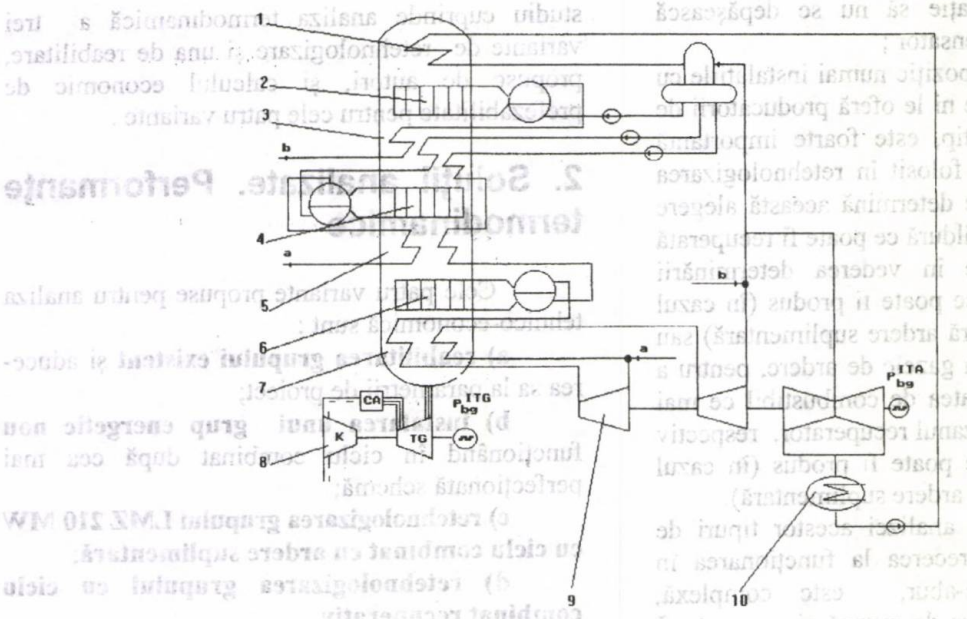


Fig.2.Instalaţie nouă cu ciclu combinat gaze-abur cu trei presiuni (varianta 2):1-economizor; 2-vaporizator de JP; 3-zonă a cazanului recuperator cuprinzând: supraîncălzitor de JP, economizor de MP şi economizor de IP treapta I; 4- vaporizator de MP; 5-zonă a cazanului recuperator cuprinzând: supraîncălzitor de MP şi economizor de IP treapta II; 6-vaporizator de IP; 7-zonă a cazanului recuperator cuprinzând: supraîncălzitor de IP şi supraîncălzitor intermediar abur MP; 8 - instalaţie de turbină cu gaze (K-compresor, CA-cameră de ardere, TG - turbină cu gaze); 9-turbină cu abur; 10-condensator; a-(injecţie) abur MP; b-(injecţie) abur JP.

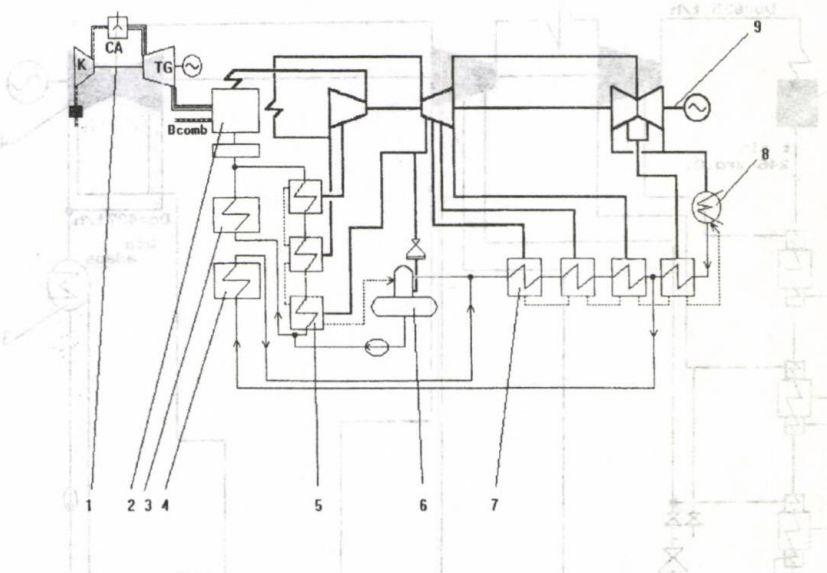


Fig.3. Retehnologizarea grupului LMZ 210 MW cu ciclu combinat gaze-abur cu ardere suplimentară în cazanul parţii clasice (varianta 3): 1- instalaţie de turbină cu gaze (K-compresor, CA-camera de ardere, TG - turbină cu gaze); 2-cazan recuperator cu ardere suplimentară în focar; 3-schimbător de căldură recuperator pentru preîncălzirea apei de alimentare funcţionând în paralel cu linia regenerativă de IP; 4 - schimbător de căldură recuperator pentru preîncălzirea apei de alimentare funcţionând în paralel cu linia regenerativă de JP ; 5 - linia preîncălzitoarelor regenerative de IP; 6-degazor; 7- linia preîncălzitoarelor regenerative de JP ; 8 - condensator; 9-grupul turbogenerator.

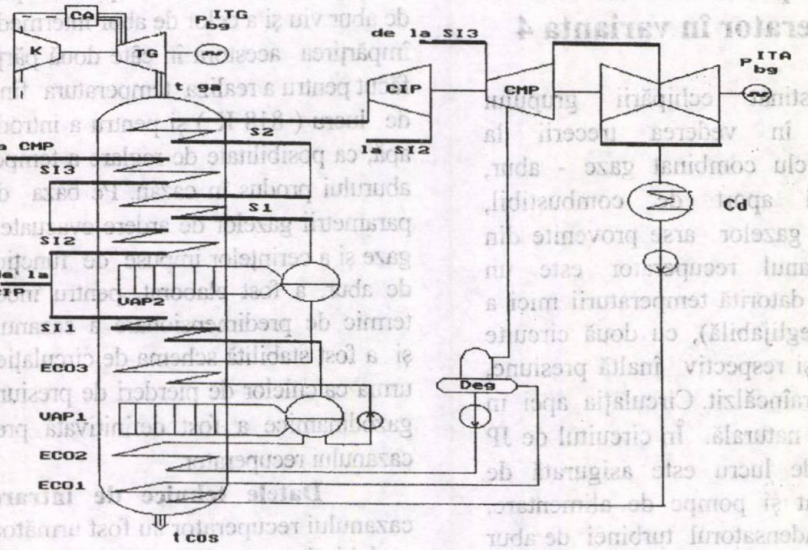


Fig.4. Retehnologizarea grupului LMZ 210 MW cu ciclu combinat gaze-abur recuperator cu două presiuni (varianta 4): K - compresor, CA - camera de ardere, TG - turbină cu gaze; CIP, CMP, CJP -corpurile de înaltă, medie şi joasă presiune ale turbinei cu abur; ECO1, ECO2, ECO3 - economizoare; VAP1,VAP2 - vaporizatoare de JP, respectiv IP; S1,S2 - supraîncălzitoare abur IP treaptele I şi II; SI1, SI2, SI3 - supraîncălzitoare intermediare treptele I, II şi III; tga - temperatura gazelor de ardere la ieşirea din TG; t cos-temperatura gazelor de ardere la cos.

Tabelul 1

Schema de funcţionare	U.M.	Actuală	Ciclu combinat cu ardere suplimentară	Ciclu combinat recuperator
Tipul turbinei cu gaze		-	Siemens V64.3.	General Electric
Consum de combustibil	gaz natural, $m^{3*)}/s$ păcură, kg/s	13.8 -	4.874 9.2115	17.73 -
Căldura conţinută în combustibil	kW	491400 (ITA)	542612 din care 173508 - ITG 369104 - ITA	631100 (ITG)
Puterea la borne	MW	210 (ITA)	242.2 din care 58.8 - ITG 183.4 - ITA	334 din care 225 - ITG 109 - ITA
Randament teoretic	%	42.7	44.6	52.9

*) m^3 în condiţii ISO de temperatură şi presiune

3. Calculul de predimensionare al cazanului recuperator în varianta 4

Cazanul destinat echipării grupului LMZ-K-210 MW, în vederea trecerii la funcţionarea în ciclu combinat gaze - abur, funcţionează fără aport de combustibil, recuperând căldura gazelor arse provenite din turbina de gaze. Cazanul recuperator este un cazan de convecţie (datorită temperaturii mici a gazelor radiaţia este neglijabilă), cu două circuite apă - abur, de joasă şi respectiv înaltă presiune, care produce abur supraîncălzit. Circulaţia apei în ambele circuite este naturală. În circuitul de JP presiunea fluidului de lucru este asigurată de pompe de condensat şi pompe de alimentare, având aspiraţia la condensatorul turbinei de abur şi respectiv la degazorul acesteia. În circuitul de ÎP presiunea fluidului este realizată de o pompă de circulaţie, având aspiraţia la tamburul circuitului de joasă presiune. Apa de injecţie pentru reglarea temperaturii aburului viu şi a aburului supraîncălzit intermediar se introduce între treptele finale ale supraîncălzitoarelor celor două circuite. La sarcina nominală a cazanului, injecţiile de apă de răcire asigură o scădere a temperaturii fluidului de lucru de 15°C.

Gazele de ardere introduse în cazanul recuperator au rezultat în urma arderii de gaze combustibile. Traseul gazelor de ardere funcţionează cu suprapresiune. Temperatura gazelor la evacuarea din cazan se obţine ca urmare a realizării parametrilor aburului supraîncălzit. Cazanul recuperator este de tip turn. Suprafeţele de schimb de caldură ale cazanului recuperator, în funcţie de amplasarea lor în direcţia de curgere a gazelor de ardere, sunt :

1. Supraîncălzitor de abur viu - treapta II
2. Supraîncălzitor de abur intermediar- treapta III 3. Supraîncălzitor de abur viu - treapta I
4. Supraîncălzitor de abur intermediar - treapta II
5. Vaporizator - treapta II
6. Supraîncălzitor de abur intermediar - treapta I
7. Economizor de înaltă presiune
8. Vaporizator - treapta I
9. Economizor de joasă presiune - treapta II
10. Economizor de joasă presiune - treapta I

Dispunerea alternantă a treptelor supraîncălzitoarelor de abur viu şi a celor de abur intermediar, precum şi împărţirea acestora în câte două părţi distincte s-au făcut pentru a realiza temperatura finală a fluidelor de lucru (818 K) şi pentru a introduce injecţia de apă, ca posibilitate de reglare a temperaturii finale a aburului produs în cazan. Pe baza datelor privind parametrii gazelor de ardere evacuate din turbina de gaze şi a cerinţelor impuse de funcţionarea turbinei de abur, a fost elaborat, pentru început, un calcul termic de predimensionare a cazanului recuperator şi a fost stabilită schema de circulaţie apă - abur. În urma calculelor de pierderi de presiune hidraulice şi gazodinamice a fost definitivată predimensionarea cazanului recuperator.

Datele tehnice de intrare în calculul cazanului recuperator au fost următoarele :

- debitul gazelor de ardere la intrarea în cazan, [kg/s]	616,48
- compoziţia masică a gazelor de-ardere:- CO_2, [%]	5,7092
- N_2, [%]	74,6542
- O_2, [%]	14,3709
- H_2O, [%]	5,2657
- temperatura gazelor de ardere la intrarea în cazan, [K]	862,67
- presiune abur supraîncălzit, [MPa]	10
- temperatură abur supraîncălzit [K]	818
- debit abur supraîncălzit [t/h]	224,509
- temperatură abur supraîncălzit intermediar, [K]	818
- debit abur supraîncalzit intermediar, [t/h]	295,854
- presiune amestec abur JP + abur CIP, [MPa]	1,5035
- temperatură amestec abur JP + abur CIP, [K]	593,696
- temperatură apă de alimentare la intrarea în economizor de joasă presiune - tr. I, [K]	304,75
- presiune apă de alimentare la ieşirea din economizor de joasă presiune - tr. I, [MPa]	0,695
- temperatură apă de alimentare la ieşirea din economizor de joasă presiune - tr. I, [K]	432,67
- temperatură apă de alimentare la intrarea în economizor de joasă presiune - tr. II, [K]	437,88

- pierdere de presiune gazodinamică totală, [MPa] 0,007

În urma calculului termic de predimensionare, pentru cazanul recuperator fără ardere suplimentară au rezultat următoarele caracteristici funcţionale şi constructive :

A. Date funcţionale:

- debit abur viu nominal, [kg/s] 62,363
- presiune nominală abur viu, [MPa] 10
- temperatură abur viu, [K] 818
- debit abur supraîncălzit intermediar, [kg/s] 82,181
- presiune abur supraîncălzit intermediar, [MPa] 1,421
- temperatură abur supraîncălzit intermediar, [K] 818
- presiune apă de alimentare, [MPa] 1,86
- temperatura apă de alimentare, [K] 474
- calitate apă de alimentare conform 18/1980
- presiune condensat, [MPa] 1,07
- temperatură condensat, [K] 305
- temperatură gaze ardere:
  - la intrare cazan, [K] 863
  - la coş, [K] 416
- debit gaze ardere, [m^{3*}/s] 488
- pierdere de presiune gazo-dinamică totală, [MPa] 0,0055
- caldura introdusă în cazan cu gazele de ardere, [MWt] 410,88
- căldura utilă cedată apei-aburului,[MWt] 307,71

B. Date constructive:

- secţiune transversală a canalului de gaze de ardere:
  - lăţime, [m] 11,5
  - adâncime, [m] 16
- suprafeţe de schimb de caldură:
  - supraîncălzitoare de abur viu:
    - tr. I, [m^2] 3 731
    - tr.II, [m^2] 2 748
  - supraîncălzitoare de abur intermediar:
    - tr. I , [m^2] 1 816
    - tr.II, [m^2] 3 891
    - tr.III, [m^2] 6 400
- vaporizatoare
  - tr. I, [m^2] 14 135
- economizori:
  - de JP - tr. I, [m^2] 9 543
  - tr. II, [m^2] 1 198
  - de IP, [m^2] 6 123
- dimensiuni de gabarit ale cazanului recuperator
  - lăţime (front), [m] 15,6
  - lungime, [m] 27
  - înălţime, [m] 45,6

* m^3 în condiţii normale de temperatură şi presiune

În figura 5 sunt prezentate schematic amplasarea principalelor suprafeţe de schimb de caldură ale cazanului recuperator, precum şi o serie de caracteristici constructive ale cazanului.

4. Analiza financiar-economică

Analiza financiar - economică s-a structurat pe cele patru variante. Principalii factori preluaţi din analiza tehnică a variantelor au fost: combustibilul folosit (gaz metan- pentru variantele 1,2 şi 4; gaz metan şi păcură pentru varianta 3), randament global, timp de funcţionare (instalaţiile au fost considerate ca funcţionând în regim de bază variantele 1,3 şi 4: 7500 h/an şi varianta 2: 8000 h/an), precum şi producţia de energie electrică, exclusiv consumurile interne (în funcţie de puterea instalată în fiecare caz şi în funcţie de procentul de energie electrică pentru consumul intern: pentru ITA 5..6,5%, iar pentru ITG 0,5..1,5%: varianta 1: 1.472.625 MWh/an; varianta 2: 2.657.057 MWh/an; varianta 3: 1.728.472 MWh/an; varianta 4: 2.451.562 MWh/an). Calculele tehnico - economice sunt prezentate în tabelul 2, toate valorile fiind în US$.

Pentru variantele 1,3 şi 4 s-a analizat şi se prezintă structura investiţiei, având la bază următoarele considerente: din capitolele generale care structurează un asemenea obiectiv în cadrul RENEL s-a păstrat partea care poate fi refolosită în toate acţiunile de reabilitare/retehnologizare, actualizată la nivelul preţurilor cu care s-ar realiza o instalaţie nouă; la acelaşi nivel de preţuri s-au introdus lucrările necesare scopului analizei; s-au folosit date din publicaţiile de specialitate cu privire la costurile (investiţiile) realizării unor instalaţii noi de tipul celor analizate. Cheltuielile pentru realizarea cazanului recuperator au fost corespunzătoare variantei 4 şi s-au apreciat în funcţie de datele de gabarit şi

preţurile practicate în ţară. Cheltuielile pentru funcţionarea instalaţiei s-au determinat folosindu-se structura de costuri pentru producerea energiei electrice specifică RENEL.

Baza tehnologică cuprinde consumurile specifice şi anuale de combustibil (gaz metan şi/sau păcură) şi consumuri interne (de energie electrică pentru servicii interne, necesar de apă brută şi tratată ca adaos în proces), costurile solicitate de reparaţii (capitale, curente şi alte servicii) şi amortizarea aferentă primilor 15 ani de funcţionare a instalaţiilor (consideraţi ca bază a analizei). Baza de preţuri este cea practicată curent: preţul gazului metan: 90 $/1000 m^{3*}, preţul păcurii: 80 $/t, iar preţul energiei electrice 36 $/MWh. Cheltuielile cu munca vie s-au determinat în baza schemelor de personal din centralele electrice şi a salariului, plus obligaţiile legate de acesta. Producţia marfă pentru fiecare variantă este de 73.631 mii$/an (varianta1), 132.852 mii$/an (varianta 2), 86.423 mii$/an (varianta 3) şi 122.578 mii$/an (varianta 4). S-a considerat că în toate variantele aportul de investiţii (cost de capital) va contribui la o creştere a profitului suplimentar. Acest profit suplimentar aferent investiţiilor este de: varianta 1: 17.871 mii$/an; varianta 3: 30.139 mii$/an; varianta 4: 49.830 mii$/an. În varianta 2 profitul (beneficiul) se situează la nivelul de 44.323 mii$/an.

În analiza nivelului de eficienţă a modului în care sunt utilizate resursele se folosesc în mod obişnuit: factorul de actualizare şi factorul valorii actuale a unei anuităţi. Aceşti doi factori sunt suficienţi pentru a determina potenţialul unui proiect de a genera profit atât pentru societate, cât şi pentru întreprinderea care ar urma să aplice proiectul respectiv. Cu aceşti doi factori s-au calculat, pentru fiecare variantă de proiect în parte, trei indicatori **raportul venituri/costuri** (V/C), **profitul** (beneficiul) **net actualizat** (BNA) şi **rata internă de rentabilitate** (RIR). Cu aceşti trei indicatori se determină "**rata minimă de rentabilitate**" (RMR), care se utilizează drept rată de actualizare a fluxului de numerar. Această rată minimă a rentabilităţii se stabileşte pe economie şi poate fi diferenţiată pe sectoare ale economiei. Determinarea acestei rate minime de rentabilitate este destul de dificilă, considerentele teoretice care stau la baza determinării fiind complexe. Se consideră că în ţările în curs de dezvoltare RMR poate varia între 8..15 %. Banca Mondială pentru Reconstrucţie şi Dezvoltare practică pentru întreprinderile cărora le acordă credit o rată de actualizare de 12..15 %. O rată sub 8 % corespunde unei economii care dispune de fonduri pentru investiţii (costuri) ce urmează să fie recuperate într-un termen de 5..10 ani, fiind scutită de inflaţii şi de uzura morală. Un factor de 5..6 % este practicat în ţările dezvoltate şi este tentant pentru promovarea de investiţii. În afară de profitul net obţinut în aceste condiţii, în care instalaţiile performante pot fi amortizate moral, dar nu şi fizic, investitorul beneficiază şi de un profit suplimentar prin "valoarea reziduală" care se adaugă la suma profitului net actualizat.

Pentru determinarea indicatorilor tehnico-economici enumeraţi mai sus s-a impus o "rată minimă de actualizare" de 15 % (practicată în acţiunile de studii de dezvoltare RENEL) şi o durată de funcţionare, de calcul, de 15 ani. Rata de 15 % este considerată ca posibil de realizat în condiţiile economiei noastre. Durata de funcţionare, de calcul, este legată de posibilităţile de finanţare ale tărilor cu resurse limitate. Din datele prezentate în tabelul 2, respectiv costurile ("investiţia" pentru fiecare variantă), veniturile realizate (profit sau profit suplimentar), rata de actualizare (luată în calcul ca "rată medie" pentru acţiuni din sectorul energetic de 15%) şi durata de funcţionare considerată de 15 ani, rezultă faptul că variantele analizate se situează astfel:

Tabelul 2

	Costuri, [mii$]	Venituri, [mii$]	Diferenţa [mii$]	Diferenţa/, Producţie energie electrică, [$/MWh]
Varianta 1	-87696	+127460	+39764	1.8
Varianta 2	-360259	+325161	-35098	-0.88
Varianta 3	-109307	+195811	+86504	3.336
Varianta 4	-160602	+315899	+155297	4.223

Concluzii

Din cele de mai sus rezulă că variantele 1,3 şi 4 au o diferenţă pozitivă între venituri şi costuri la finele celor 15 ani, ceea ce înseamnă că rata de actualizare de 15% luată ca bază este depăşită prin

*m^3 în condiţii normale de temperatură şi presiune

rezultatele actualizării costurilor şi prin profitul obţinut. Prin raportarea acestei diferenţe la producţia totală de energie electrică pe perioada considerată se poate determina cîştigul obţinut pe fiecare MWh produs. Se observă că atât diferenţa între valorile absolută, cât şi mărimea raportată indică drept optimă varianta 4. Pentru a se ajunge la nivelul ratei de actualizare corespunzătoare egalităţii între costuri şi profit s-a recurs la un calcul iterativ, determinîndu-se rata internă de rentabilitate a fiecărei variante analizate.

- varianta 1: 24 %;
- varianta 2: 13 %;
- varianta 3: 30 %;
- varianta 4: 35 %.

Cu cât RIR este mai mare decât RMR propusă pentru o perioadă de funcţionare, cu atât ea oferă avantaje financiare mai importante. Cu cât RIR este mai mare, cu atât uşurează decizia promovării obiectivelor de investiţii (costuri - în special din fonduri proprii) de către organele abilitate. În analiza comparativă între variante a fost inclusă şi varianta 2 "instalaţie nouă". Faptul că în varianta 2 s-au folosit aceleaşi elemente pentru a determina atât costurile, cât şi profitul nu trebuie să surprindă, deoarece rata de actualizare de 15 % a condus la un VENIT - PROFIT - NET ACTUALIZAT negativ; la o rată de actualizare de 13 % costurile sunt egale cu profiturile actualizate, deci RIR=13%. Motivaţia este simplă şi justificată, deoarece este în discuţie o instalaţie complet nouă, care, în condiţiile ţării noastre, nu se pretează din considerentele mentionate: lipsa de fonduri, durata mare de viaţă.

Faţă de varianta 1 (instalaţie actuală reabilitată şi adusă la parametri de proiect) creşterile de randament (procente din randamentul brut al variantei 1) sunt:

- varianta 2: 26.09 %
- varianta 3: 4.28 %
- varianta 4: 24.03 %.

Se observă că varianta 2, instalaţie absolut nouă cu ciclu combinat gaze-abur, oferă cea mai mare creştere de randament. Deoarece investiţia într-o instalaţie nouă este foarte mare, este preferabilă varianta 4, soluţie de retehnologizare cu ciclu combinat gaze-abur recuperator, soluţie ce oferă o creştere de randament de 24.03 % faţă de situaţia actuală reabilitată şi are o putere instalată apropiată de cea a variantei instalare grup energetic nou (varianta 2).

BIBLIOGRAFIE

[1] Thomas Bohn, s.a. *Gasturbinen-kraftwerke, Kombikraftwerke und Industriekraftwerke* - Technischer Verlag Resch - Germania - 1991.

[2] TGE Power Generation - 37-th GE Turbine State-of-the-Art Technology Seminar - 1993, GE Company.

[3] VGB Kraftwerkstechnik - 1990-1994.
Modern Power System - 1988 - 1994.
BB Review

[4] Alexe, F., Roşu, A., Popescu, M. *Reducerea emisiilor de noxe prin retehnologizarea centralelor electrice cu abur existente prin trecerea la funcţionarea în ciclu combinat gaze-abur* - Seminarul Energia şi Mediul Orizont 2000 - Sinaia, martie 1995.

Referent: ş.l. ing. Ion Sotir Dumitrescu -UPB
(Primit la: 28 aprilie 1995, acceptat la 10 aprilie 1995)

INDICATORI DE EFICIENŢĂ ENERGETICĂ AI CICLURILOR DE TERMOFICARE (COGENERARE) CU TURBINE CU GAZE

ş.l. ing. ION SOTIR DUMITRESCU,
prof.dr.ing. VICTOR ATHANASOVICI*)

În articol se prezintă consideraţiile şi bazele teoretice privind calculul unor indicatori energetici ai ciclurilor de termoficare (cogenerare) cu turbine de gaze, ca de exemplu: randamentul termic, indicele de termoficare, economia de combustibil etc.

Calculul şi modul de determinare, ca şi informaţiile primite diferă faţă de cele corespunzătoare ciclurilor cu abur şi, de aceea, au fost necesare o fundamentare teoretică şi o evidenţiere a aspectelor practice noi.

The paper presents the considerations and the theoretical bases on energy indicators computation of cogeneration cycles provided with gas turbines, e.g.: thermal efficiency, cogeneration indicator, fuel saving etc.

The computation and the determination procedure as well as the information obtained are different from the ones corresponding to the steam cycles and therefore a theoretical basis and an emphasizing of the new practical aspects were necessary.

Descriptori: turbine cu gaze, recuperare de căldură, indicatori de eficienţă energetică

Aspecte generale

Ciclurile de turbine cu gaze utilizate în prezent pentru producţia combinată de energie electrică şi temică sunt cicluri deschise, cu compresia într-o singură treaptă şi cu destinderea într-o treaptă sau două trepte, fără ardere suplimentară între acestea.

Fracţionarea destinderii şi folosirea unei linii de arbori "libere" fac posibilă reglarea debitului de aer la compresor, îmbunătăţind funcţionarea turbinei cu gaze la sarcini parţiale. Indiferent de numărul de trepte de destindere, în lipsa arderii intermediare, alura ciclului rămâne practic neschimbată (fig.1). Căldura livrată se obţine din "recuperarea căldurii" gazelor eşapate din turbina cu gaze şi prin arderea unui combustibil suplimentar (cicluri de cogenerare cu turbine cu gaze cu postardere). Din punctul de vedere al aspectelor termodinamice ciclul fără postardere poate fi considerat un ciclu cu postardere, la care cantitatea de combustibil ars suplimentar este nulă.

Ca şi în cazul ciclurilor de termoficare (cogenerare) clasice cu turbine cu abur, principalii indicatori energetici ai ciclului sunt: randamentul termic, indicele de termoficare şi economia de combustibil realizată. Faţă de ciclul cu abur apar însă diferenţe, atât în privinţa modului de determinare, cât şi a informaţiilor oferite. Literatura de specialitate şi autorii prezentului articol prezintă pe larg aspectele caracteristice ale acestor indicatori pentru cazul ciclului Ranqine de termoficare.

Noutatea prezentului articol constă tocmai în punerea bazelor teoretice ale calculului indicatorilor respectivi, în condiţiile ciclului Bryton cu recuperare, deci de termoficare (cogenerare). Cu această ocazie se stabilesc relaţiile de calcul al randamentului termic al ciclului, ale indicelui de termoficare şi al economiei de combustibil astfel realizată, simultan cu aspectele caracteristice acestor calcule pentru ciclul de turbine cu gaze.

Ca urmare, lucrarea de faţă are un caracter de fundamentare teoretică a calculului indicatorilor respectivi, simultan cu evidenţierea aspectelor legate de aplicarea lor în practică.

1. Randamentul termic al ciclului de cogenerare cu turbine cu gaze

Randamentul termic al ciclului de cogenerare cu turbine cu gaze (randamentul

*) Universitatea "Politehnica" Bucureşti, Facultatea de Energetică

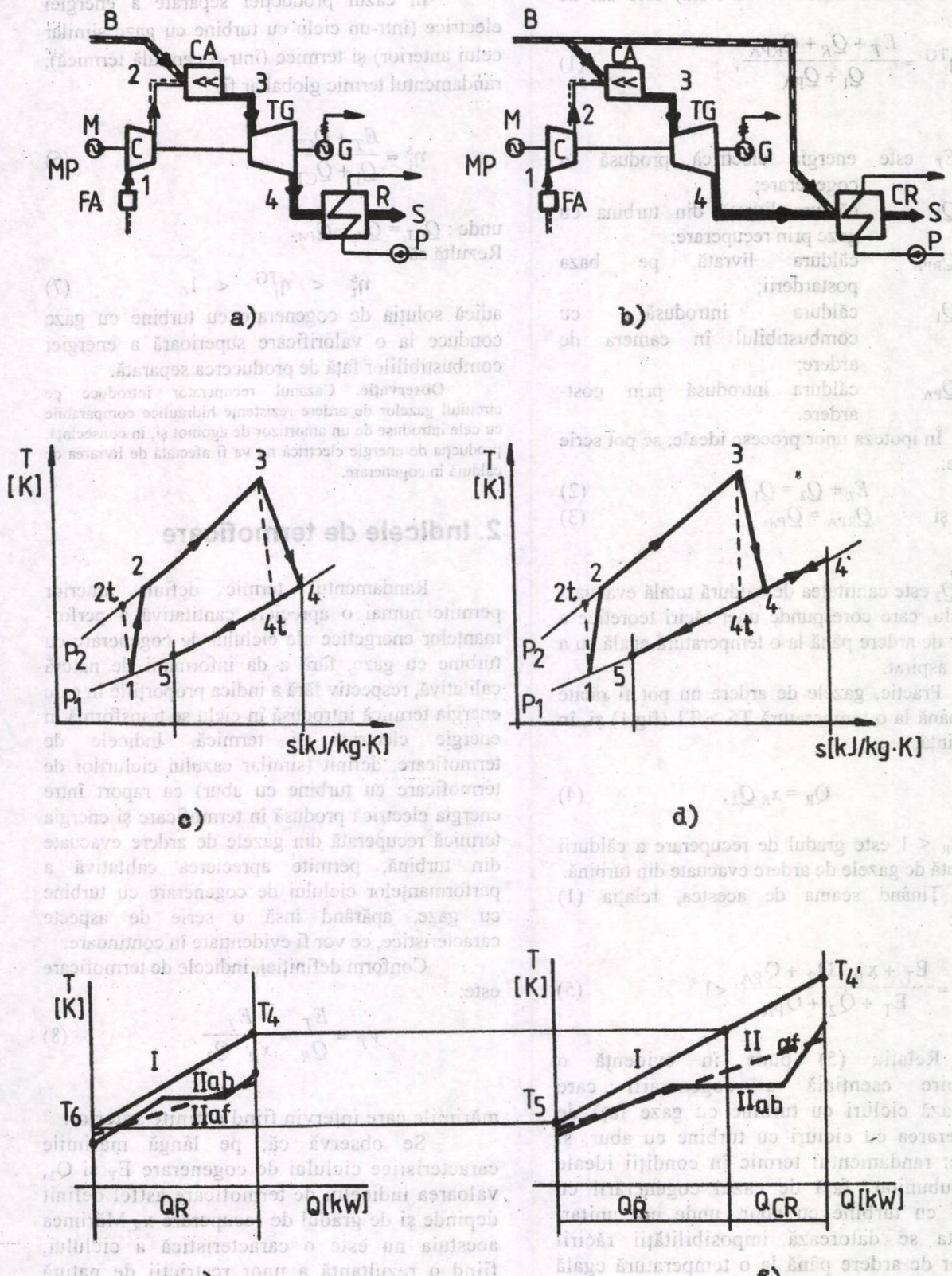

B
CA
2
3
TG
M
C
G
MP
1
FA
4
R
S
P
a)
B
CA
3
TG
M
2
C
G
MP
1
FA
4
CR
S
P
b)
T
[K]
3
2
2t
4
4t
P2
1
5
P1
s[kJ/kg·K]
c)
T
[K]
3
2
2t
4'
4
4t
P2
1
5
P1
s[kJ/kg·K]
d)
T
[K]
T4
I
IIab
IIaf
T6
QR
Q[kW]
e)
T
[K]
T4'
I
II af
T5
IIab
QR
QCR
Q[kW]
f)

Fig.1.

utilizării căldurii introduse în ciclu) este dat de relaţia:

$$\eta_t^{TG} = \frac{E_T + Q_R + Q_{RPA}}{Q_1 + Q_{PA}}, \quad (1)$$

unde:

E_T este energia electrică produsă în cogenerare;

Q_R - căldura livrată din turbina cu gaze prin recuperare;

Q_{RPA} căldura livrată pe baza postarderii;

Q_1 căldura introdusă cu combustibilul în camera de ardere;

Q_{PA} căldura introdusă prin post-ardere.

În ipoteza unor procese ideale, se pot scrie relaţiile:

$$E_T + Q_2 = Q_1 \quad (2)$$

şi $$Q_{RPA} = Q_{PA}, \quad (3)$$

în care,

Q_2 este cantitatea de căldură totală evacuată din ciclu, care corespunde unei răciri teoretice a gazelor de ardere până la o temperatură egală cu a aerului aspirat.

Practic, gazele de ardere nu pot fi răcite decât până la o temperatură T5 > T1 (fig.1) şi, în consecinţă,

$$Q_R = x_R Q_2, \quad (4)$$

unde $x_R < 1$ este gradul de recuperare a căldurii conţinută de gazele de ardere evacuate din turbină.

Ţinând seama de acestea, relaţia (1) devine:

$$\eta_t^{TG} = \frac{E_T + x_R \cdot Q_2 + Q_{PA}}{E_T + Q_2 + Q_{PA}} < 1. \quad (5)$$

Relaţia (5) pune în evidenţă o deosebire esenţială a cogenerării care utilizează cicluri cu turbine cu gaze faţă de cogenerarea cu cicluri cu turbine cu abur, şi anume: randamentul termic în condiţii ideale este subunitar, faţă de cazul cogenerării cu cicluri cu turbine cu abur, unde era unitar. Aceasta se datorează imposibilităţii răcirii gazelor de ardere până la o temperatură egală cu a aerului aspirat, ceea ce înseamnă că întotdeauna $x_R < 1$.

În cazul producţiei separate a energiei electrice (într-un ciclu cu turbine cu gaze similar celui anterior) şi termice (într-o centrală termică), randamentul termic global ar fi:

$$\eta_t^s = \frac{E_T + Q_{CT}}{Q_1 + Q_{CT}}, \quad (6)$$

unde: $Q_{CT} = Q_R + Q_{PA}$.

Rezultă că:

$$\eta_t^s < \eta_t^{TG} < 1, \quad (7)$$

adică soluţia de cogenerare cu turbine cu gaze conduce la o valorificare superioară a energiei combustibililor faţă de producerea separată.

Observaţie. Cazanul recuperator introduce pe circuitul gazelor de ardere rezistenţe hidraulice comparabile cu cele introduse de un amortizor de zgomot şi, în consecinţă, producţia de energie electrică nu va fi afectată de livrarea de căldură în cogenerare.

2. Indicele de termoficare

Randamentul termic definit anterior permite numai o apreciere cantitativă a performanţelor energetice ale ciclului de cogenerare cu turbine cu gaze, fără a da informaţii de natură calitativă, respectiv fără a indica proporţiile în care energia termică introdusă în ciclu se transformă în energie electrică şi termică. Indicele de termoficare, definit (similar cazului ciclurilor de termoficare cu turbine cu abur) ca raport între energia electrică produsă în termoficare şi energia termică recuperată din gazele de ardere evacuate din turbină, permite aprecierea calitativă a performanţelor ciclului de cogenerare cu turbine cu gaze, apărând însă o serie de aspecte caracteristice, ce vor fi evidenţiate în continuare.

Conform definiţiei, indicele de termoficare este:

$$y_T = \frac{E_T}{Q_R} = \frac{E_T}{x_R \cdot Q_2}, \quad (8)$$

mărimile care intervin fiind definite anterior.

Se observă că, pe lângă mărimile caracteristice ciclului de cogenerare E_T şi Q_2, valoarea indicelui de termoficare astfel definit depinde şi de gradul de recuperare x_R. Mărimea acestuia nu este o caracteristică a ciclului, fiind o rezultantă a unor restricţii de natură tehnică, independente de ciclul propriu-zis.

Caracterizarea calitativă a ciclului de cogenerare utilizând indicele de termoficare definit prin relaţia (8) ar conduce la concluzia falsă că pentru a realiza cicluri cu performanţe superioare (cu indici de termoficare ridicaţi) este necesar să reducem gradul de recuperare x_R. Concluzia este falsă, întrucât reducerea gradului de recuperare reduce randamentul termic al ciclului conform relaţiei (5), deci reduce performanţele energetice ale cogenerării.

În consecinţă, pentru a caracteriza corect din punct de vedere calitativ un ciclu de cogenerare cu turbine cu gaz se propune utilizarea unui indice de termoficare de referinţă y_{T0}, definit ca:

$$y_{T0} = \frac{E_T}{Q_2}, \qquad (9)$$

deci dependent numai de mărimile caracteristice ciclului cu turbine cu gaze.

Ca urmare, în cazul cogenerării cu turbine cu gaze vor fi utilizate două mărimi ale indicelui de termoficare:

- *valoarea realizată* y_T, definită prin relaţia (8) care permite stabilirea corelaţiei dintre energia termică livrată în cogenerare Q_R şi energia electrică produsă E_T. Această relaţie nu poate fi folosită pentru compararea performanţelor energetice ale mai multor instalaţii de cogenerare cu turbine cu gaze diferite;

- *valoarea de bază* y_{T0}, definită prin relaţia (9), utilizată pentru compararea performanţelor energetice ale diferitelor soluţii de cogenerare cu turbine cu gaze.

Între cele două expresii ale indicelui de termoficare există relaţia:

$$y_T = \frac{y_{T0}}{x_R}. \qquad (10)$$

În studiile privind oportunitatea cogenerării utilizând cicluri cu turbine cu gaze este necesară estimarea valorilor acestor indici de termoficare. Pentru simplificarea calculelor se pleacă de la următoarele ipoteze simplificatoare:

- se neglijează pierderile de presiune pe traseele de aer şi gaze de ardere. În consecinţă, între gradul de compresie al compresorului ε_c şi cel de destindere al turbinei ε_T există relaţia:

$$\varepsilon_c = \varepsilon_T^{-1}; \qquad (11)$$

- cantitatea de gaze de ardere G_g ce se destinde în turbină este:

$$G_g = G_a + B - G_{et} - G_r, \qquad (12)$$

unde: G_a este cantitatea de aer comprimată de compresor; B - consumul de combustibil; G_{et} - pierderile de aer prin etanşările compresorului; Gr - cantitatea de aer necesară răcirii paletelor turbinei cu gaze.

Conform [1]:

$$G_{et} \approx 0{,}005\, G_a \qquad (13)$$

şi

$$G_r \approx 2{,}2\ 10^{-4}\,(t_g - 750)\, G_a \qquad (14)$$

Efectul răcirii se poate lua în considerare lucrând cu temperatura I.S.O. a gazelor de ardere [6], valoare indicată practic întotdeauna de firma constructoare. Conform [6] şi relaţiei (14), pentru temperaturi reale ale gazelor de ardere sub circa. 1100°C, debitul de aer de răcire are valori sub 5% din debitul de aer, putându-se neglija. In concluzie:

$$G_g \approx G_a + B, \qquad (15)$$

în care s-a neglijat şi G_{et}, ea fiind foarte mică.

Ţinând cont de excesul mare de aer de ardere la care are loc arderea (λ = 3...6), între cantitatea de gaze de ardere ce se destind şi aceea de aer comprimat există relaţia:

$$G_g \approx (1{,}015 - 1{,}030)\, G_a. \qquad (16)$$

Datorită excesului mare de aer la care are loc arderea, gazele de ardere vor avea o compoziţie apropiată de a aerului, deci cu proprietăţi termodiamice apropiate de cele ale aerului de ardere.

Ţinând seama de ipotezele simplificatoare de mai sus, prelucrând corespunzător relaţiile cunoscute de calcul pentru ciclurile cu turbine cu gaze, se obţin următoarele relaţii de estimare a indicelui de termoficare de referinţă Y_{T0} şi a gradului de recuperare x_R:

$$y_{T0} = \left(\varepsilon_c^{0,286} - 1\right) \cdot \frac{\eta_{iT} \cdot \eta_{mT} \cdot T_{g0} \cdot \varepsilon_c^{-0,286} - \dfrac{0{,}98}{\eta_{ic} \cdot \eta_{mc}} \cdot T_{a0}}{T_{g0}\left[1 - \eta_{iT}\left(1 - \varepsilon_c^{-0,286}\right)\right] - T_{a0}} \cdot \eta_g \qquad (17)$$

şi

$$x_R = \frac{T_{g0}\left[1 - \eta_{iT}\left(1 - \varepsilon_c^{0,286}\right)\right] - T_{gev}}{T_{g0}\left[1 - \eta_{iT}\left(1 - \varepsilon_c^{0,286}\right)\right] - T_{a0}} \qquad (18)$$

unde :

ε_c este gradul de compresie;

T_{g0} - temperatura gazelor de ardere la intrarea în turbina cu gaze în [K];

T_{a0} - temperatura aerului aspirat de compresor, în K;

T_{gev} - temperatura gazelor de ardere la evacuarea din cazanul recuperator;

η_{iT} - randamentul intern al turbinei (0,86....0,89)

η_{mT} - randamentul mecanic al turbinei (0,99...0,995 [3]);

η_{ic} - randamentul intern al compresorului (0,84...0,88 [1]);

η_{mc} - randamentul mecanic al compresorului (0,96...0,99[3]);

η_g randamentul generatorului electric (0,95...0,97) [3].

Pe baza relaţiilor anterioare s-au trasat curbele de variaţie din figurile 2 ÷ 5, în care, pentru diversele randamente, s-au considerat valorile medii ale intervalului posibil de variaţie. Analizând aceste curbe rezultă:

a) valoarea indicelui de termoficare de referinţă realizat de o turbină cu gaze nu depinde de natura agentului termic utilizat pentru livrarea căldurii şi nici de nivelul termic al acestuia.

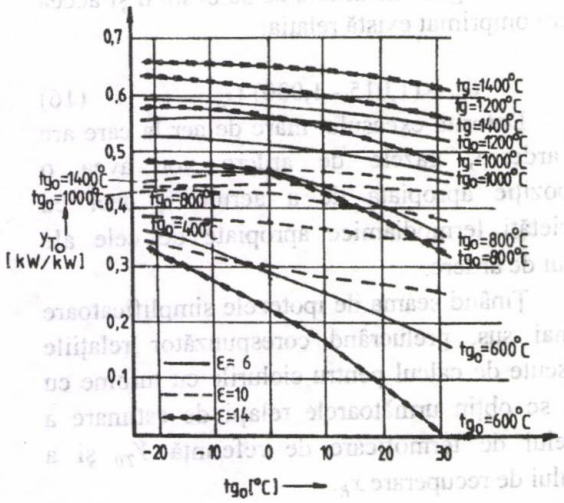


Fig.2. Variaţia indicelui de termoficare de referinţă cu temperatura de aspiraţie.

Concluzia diferenţiază esenţial cogenerarea cu turbine cu gaze de aceea cu turbine cu abur, unde nivelul termic de livrare influenţează hotărâtor valoarea indicelui de termoficare. Cea mai importantă concluzie practică o constituie faptul că reglarea livrării căldurii din instalaţiile de cogenerare cu turbine cu gaze se poate face cantitativ, modificând debitul de agent termic trecut prin recuperator;

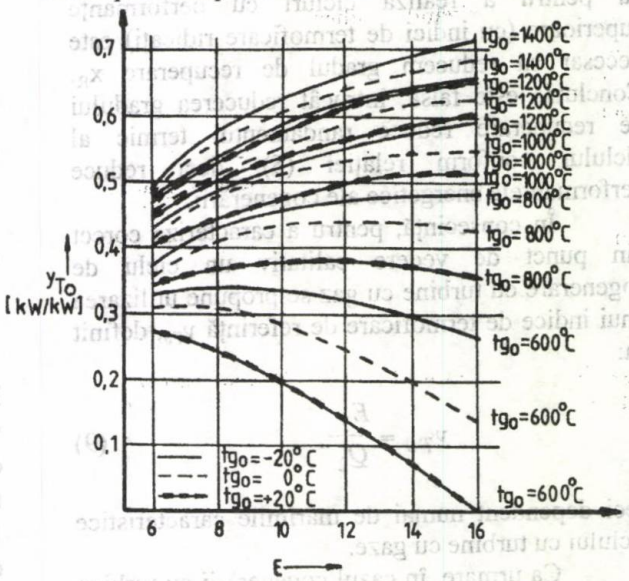


Fig.3. Variaţia indicelui de termoficare de referinţă cu gradul de compresie.

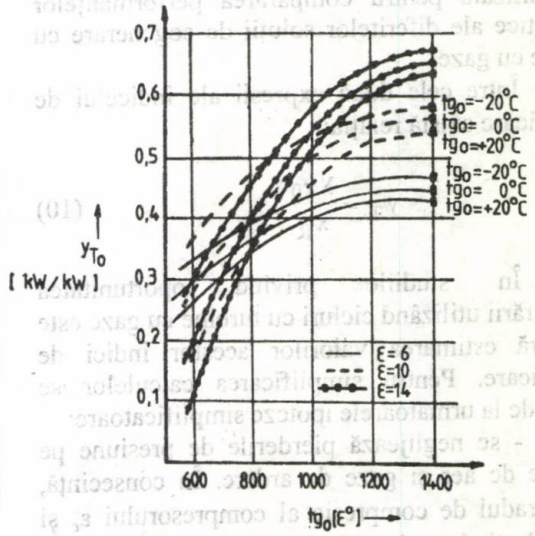


Fig.4. Variaţia indicelui de termoficare de referinţă cu temperatura iniţială a gazelor arse.

b) indicele de termoficare de referinţă este influenţat de soluţia tehnică adoptată de constructori pentru instalaţia de turbine cu gaze, prin intermediul factorului de compresie şi al temperaturii gazelor de ardere la intrarea în turbina cu gaze;

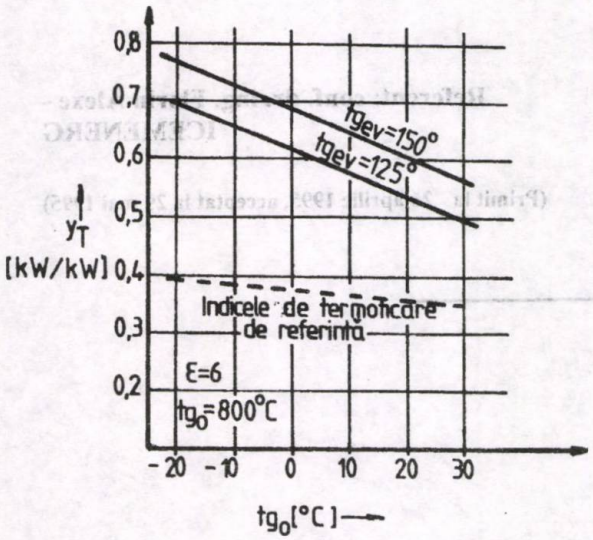


Fig.5. Variaţia indicelui de termoficare cu temperatura de evacuare a gazelor arse din cazanul recuperator.

c) scăderea temperaturii aerului la intrarea în compresor (a temperaturii exterioare) duce la creşterea valorii indicelui de termoficare de referinţă. Această influenţă este inversă faţă de cazul cogenerării urbane cu turbine cu abur, unde, datorită reglajului calitativ aplicat, indicele de termoficare scade odată cu scăderea temperaturii exterioare. In cazul cogenerării industriale cu turbine cu abur indicele de termoficare nu este influenţat de temperatura exterioară;

d) gradul de recuperare creşte odată cu scăderea temperaturii T_{gcv}, valoarea minimă a acesteia fiind impusă de combustibilul utilizat: $T_{gcv} \cong 393$ K ($t_{gcv} \cong 120$ °C) pentru gaze naturale şi $T_{gcv} \cong 423$ K ($t_{gcv} \cong 150$ °C) pentru combustibilul lichid.

3. Economia de combustibil realizată de instalaţiile de cogenerare cu turbine cu gaze

Similar cazului ciclurilor de cogenerare cu turbine cu abur, economia de combustibil este dată de relaţia:

$$\Delta B_t^{TG} = \left(B_e^{TG} + B_{CT}\right) - B_t^{TG}, \qquad (19)$$

unde:

B_e^{TG} este consumul de combustibil al unei instalaţii clasice (fără cogenerarc) de turbine cu gaze care produce o cantitate de energie electrică identică cu cea a instalaţiei de cogenerare;

B_{CT} - consumul de combustibil al unei centrale termice ce produce acccaşi cantitate de căldură ca şi instalaţia de cogenerare;

B_t^{TG} - consumul de combustibil al instalaţiei de cogenerare cu turbine cu gaze.

Explicând termenii şi ţinând seama de aspectele particulare prezentate anterior, rezultă:

$$\Delta B_t^{TG} = \frac{Q_c}{H_{ic}}\left[\alpha \cdot \frac{1}{\eta_{CT}} + (1-\alpha)\left(\frac{1}{\eta_{CT}} - \frac{1}{\eta_{CR}}\right)\right], \qquad (20)$$

unde:

Q_c este cantitatea de căldură livrată de instalaţia de cogenerare ($Q_c = Q_c + Q_{PA}$, fig.1);

α - coeficientul de termoficare realizat (definit similar termoficării cu abur $\alpha = Q_r / [Q_R + Q_{PA}]$);

η_{CT} - randamentul centralei termice înlocuite;

η_{CR} - randamentul cazanului recuperator funcţionând în regim de postardere.

Analizând relaţia respectivă se constată că în acest caz economia de combustibil este influenţată numai de condiţiile producerii energiei termice, fără a fi afectată şi de cele ale producerii energiei electrice, aşa cum era cazul ciclurilor de cogenerare cu turbine cu abur.

Concluzii

Din cele prezentate rezultă următoarele aspecte caracteristice ale ciclului de cogenerare cu turbine cu gaze, comparativ cu cel bazat pe ciclul cu abur:

- plecându-se de la aceleaşi relaţii de definiţie ale celor trei indicatori energetici (randamentul termic global al ciclului, indicele de termoficare şi economia de combustibil realizată faţă de producerea separată), formulele propriu-zise de calcul obligă la luarea în considerare a unor aspecte specifice ciclului de turbină cu gaze;
- parametrii care influenţează aceşti indicatori şi modul de influenţă în cazul ciclului de cogenerare cu turbine cu gaze poţi fi total diferiţi faţă de cazul ciclului cu turbine cu abur;

- natura dependenţei acestor indicatori de unii parametri ce caracterizează condiţiile de funcţionare - reglare ale instalaţiilor de termoficare, modifică unele aspecte "cunoscute" din practica de exploatare a instalaţiilor de turbine cu abur, mai ales în cazul cogenerării în scopuri urbane. De aceste aspecte trebuie să se ţină seama în mod obligatoriu, deoarece ele modifică concepţia privind reglarea livrării căldurii consumatorilor urbani.

BIBLIOGRAFIE:

[1] Rîjkin, V., Ia. *Teplovîe elektriceskie stanţii, Energoatom izdat*, Moskova, 1987

[2] * * *Manualul inginerului termotehnician*, Ed.Tehnică, Bucureşti, 1986

[3] Sliahin, P., N. *Parovîe gazovîe turbini*, Iz. Energhii, Moskova, 1974

[4] Ştefănescu D. ş.a. *Bazele termotehnicii*, E.D.P., Bucureşti, 1970

[5] Moţoiu, C. *Centrale termoelectrice*, E.D.P., Bucureşti, 1974

[6] Livingood I. N., B. ş.a., NASA Turbine-Cooling Research, publicaţie NASA, 1971

Referent: conf. dr. ing. Florin Alexe - ICEMENERG

(Primit la 26 aprilie 1995, acceptat la 29 mai 1995)

Din energetica mondială

x

x x

China proiectează cel mai mare baraj hidroelectric din lume.

Centrala va avea o putere de 18000 MW, iar lacul de acumulare va avea 600 km lungime.

Construcţia va dura 14 ani.

(Din: Revue de l'électricité et de l'electronique, nr.1, iunie, 1995)

x

x x

Siemens a scos o serie nouă de turbine cu gaz (seria 3 A) şi anunţă realizarea în următorii cinci ani a centralelor electrice cu cicluri suprapuse gaz-abur cu randament de 60 %. Sunt deja comenzi pentru astfel de centrale în Portugalia, Anglia şi Statele Unite.

Caracteristic la aceste turbine este camera de combustie de formă inelară, emisii de No_x scăzute.

Volumul construcţiei raportat la kWh produsă este de circa 80 % faţă de centralele concepute în ani '70.

(Din: Revue de l'électricité et de l'electronique, nr. 1, iunie, 1995)

MODELAREA COMPORTĂRII INSTALAŢIILOR DE TURBINE CU GAZE ÎN REGIMURI NENOMINALE

Modul în care o instalaţie de turbină cu gaze răspunde la schimbarea condiţiilor nominale (condiţii atmosferice, sarcini parţiale) este de o mare importanţă din punctul de vedere al eficienţei şi siguranţei în funcţionare.

În articol autorii fac o scurtă prezentare a unui model original, care permite predeterminarea modului în care instalaţia de turbină cu gaze răspunde la aceste tipuri de schimbări. Materialul conţine, de asemenea, o aplicaţie efectuată pentru cazul unei instalaţii concrete, ale cărei date nominale sunt cunoscute.

as.ing. GEORGE DARIE
prof.dr.ing. COSTIN MOŢOIU
prof.dr.ing. ILIE PRISECARU*)

The a gas turbine responses to the changes in its operation conditions (ambien temperature, presiune and humidity part load) is of great interest for its efficiency and safety.

The authors present in this paper a description of an new method that permits the predicting of the behaviour of a gas turbine at all kind of working conditions. The paper also contains an application for a particular case for which the nominal data are known.

Descriptori: turbine cu gaze, regimuri nenominale, modelare

Notaţii folosite

B	-	debit de combustibil, m^{3**}/s;
L	-	lucru mecanic specific, kJ/ kg;
p	-	presiune, bar;
T	-	temperatură absolută, K;
n_K , n_{TG}	-	turaţie compresor, respectiv turbină de gaze, rot/min;
η_K	-	randament intern compresor;
η_t	-	randamcnt termic;
φ	-	umiditate relativă, %;
ITG	-	instalaţie de turbină cu gaze;
0,1,2,3,4,5	-	puncte corespunzătoare schemei analizate;
D	-	debit de agent, kg/s;
P_B	-	putere electrică, kW;
t	-	temperatură, °C;
η_{TG}	-	randament intern turbină de gaze;
η_{CC}	-	randament cameră de combustie;
ε_k	-	raport de compresie.

*) Universitatea "Politehnica"Bucureşti
**) m^3 în condiţii normale de temperatură şi presiune

Regimuri nenominale ale ITG. Definiţii. Clasificări

Deşi preocupări în domeniul realizării de instalaţii de turbine cu gaze pot fi întâlnite încă de la sfârşitul secolului XVIII [1], de-abia în ultimii douăzeci de ani se poate vorbi de o veritabilă dezvoltare a acestei filiere de producere a energiei electrice. Avântul fără precedent manifestat în domeniul ITG se datorează, printre altele, flexibilităţii dcosebitc în exploatare, invcstiţici specifice mici, emisiilor reduse de noxe, randamentelor ridicate obţinute în combinaţie cu un ciclu cu abur, necesarului mic de apă de răcire.

Puterile unitare au atins deja 240 MW [2], în timp ce randamentul electric brut a trecut de 41,5 % [3]. Pentru a exemplifica interesul manifestat pe plan mondial în domeniul centralelor electrice echipate cu ITG se menţionează doar faptul că la nivelul anului 1992 firmele ABB şi EGT au primit comenzi de peste 9000 MW. Se observă că producţia de ITG se bazează aproape în totalitate pe utilizarea ciclului Brayton în circuit deschis [4].

Evident, ponderea tot mai mare pe care o ocupă ITG în cadrul producţiei de energie electrică impune o cunoaştere cât mai bună a modului în care aceste instalaţii se vor comporta în regimuri nenominale.

Regimurile nenominale se pot împărţi în două categorii distincte: rezultate în urma variaţiilor de sarcină electrică (sarcini parţiale) şi datorate modificării parametrilor atmosferici (în special a temperaturii).

În analiza funcţionării ITG deosebit de importantă este cunoaşterea modului în care se reglează sarcina ITG. În acest sens se pot aminti următoarele metode:

- variaţia concomitentă a debitului de combustibil şi a celui de aer cu menţinerea constantă a temperaturii de eşapare din ITG;
- variaţia concomitentă a debitului de combustibil şi a celui de aer cu menţinerea constantă a temperaturii de ieşire din camera de combustie;
- variaţia debitului de combustibil şi menţinerea celui de aer la o valoare constantă.

Modificarea debitului de aer aspirat de compresor se poate realiza prin mai multe mijloace, cum ar fi: utilizarea unor pale cu înclinare variabilă la intrarea în compresor (soluţie posibil a fi aplicată până la 50 % din sarcina nominală); variaţia turaţiei compresorului (soluţie caracteristică grupurilor de mică şi medie putere), preîncălzirea aerului în aspiraţia compresorului [5].

Pentru studiul comportării ITG s-a elaborat un model matematic pe baza căruia s-a realizat o serie de programe şi proceduri scrise în limbaj TURBOPASCAL. Modelul are la baza consideraţii efectuate asupra fiecărei componente a ITG în parte (compresor, turbină, cameră de combustie), consideraţii extrase din literatura de specialitate [6], [7], [8], [9]. Deosebit de importantă s-a dovedit a fi cunoaşterea cât mai exactă a caracteristicilor de funcţionare ale compresorului şi turbinei de gaze care sunt, conform [8], [9], de forma:

$$\varepsilon_K, \eta_K = f\left(D_1, \frac{\sqrt{T_0}}{p_0}, \frac{n_K}{\sqrt{T_0}}\right) \quad (1)$$

$$\varepsilon_{TG}, \eta_{TG} = f\left(D_3, \frac{\sqrt{T_3}}{p_3}, \frac{n_{TG}}{\sqrt{T_3}}\right) \quad (2)$$

Ţinând seama de relaţiile de mai sus, pentru un combustibil dat, variaţiile randamentului termic şi ale lucrului mecanic specific pot fi exprimate cu ajutorul unor funcţii de tipul:

$$\eta_t, L_{ITG} = f(\eta_{CC}, \eta_K, \eta_{TG}, \varepsilon_K, \varepsilon_{TG}, T_3, T_4, D_1, n_K, n_{TG}) \quad (3)$$

Modul de variaţie al acestei funcţii depinde în primul rând de felul în care este realizată reglarea sarcinii ITG.

Prezentul material se opreşte doar asupra ITG industriale moderne, la care reglajul debitului de aer se realizează prin modificarea unghiului de înclinare a palelor situate la intrarea în compresor. Acest tip de instalaţii este caracterizat prin faptul că turaţiile compresorului şi turbinei de gaze rămân constante, indiferent de regimul de funcţionare.

Pentru analiza regimurilor nenominale a fost ales cazul concret al unei ITG pentru care este dată schema termică simplificată (fig.1). Datele nominale corespunzătoare acestei instalaţii sunt prezentate în tabelul 1.

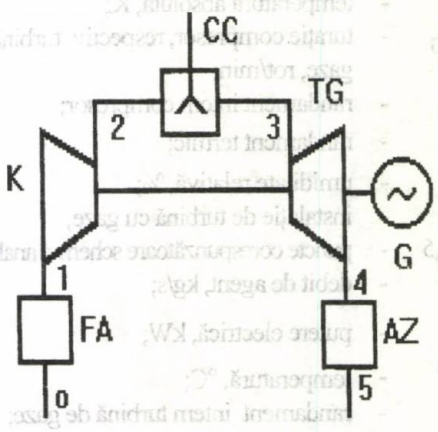


Fig. 1. Schema simplificată a unei instalaţii de turbină cu gaze în circuit deschis; FA-filtru de aer; K- compresor; CC-cameră de combustie; TG-turbină de gaze; AZ-amortizor de zgomot; G-generator electric.

Tabelul 1

Date nominale ITG (condiţii atmosferice ISO)

Mărime	U.M.	Valoare	Mărime	U.M.	Valoare
P_B	kW	60700	p_1	bar.	0,963
D_1	kg/s	167	p_2	bar.	15,119
ε_K		15,7	p_3	bar.	14,061
t_3	°C	1160	p_4	bar.	1,063
t_4	°C	569	η_{TG}		0,9
B	m^3_N/s	4,614	η_K		0,9
L_{TTG}	kJ/kg	368,2	η_{CC}		0,99
η_t		0,374	combus-tibil		CH_4

Comportarea ITG la variaţii de sarcină

Funcţionarea la sarcini parţiale are drept efect principal o înrăutăţire a performanţelor ITG, respectiv scăderea randamentului termic şi a lucrului mecanic specific. Acest lucru este cauzat de:

- îndepărtarea punctului de funcţionare de zona de optim (perechea de parametri ε_K - T_3 nu mai corespunde punctului de randament sau lucru mecanic maxim);
- scăderea randamentelor elementelor componente (compresor, turbină de gaze).

Principala cauză a scăderii performanţelor ITG este de natură termodinamică [9],fiind generată deci de îndepărtarea de punctul de funcţionare optim.

În cadrul analizei s-a urmărit variaţia performanţelor ITG pentru valori cuprinse între 50 % şi 100 % din sarcina nominală.Calculele au fost efectuate în cele trei ipoteze de reglaj al sarcinii electrice menţionate mai sus.

A. Cazul D_1 variabil, $t_3 = t_3^n$

Conform [9], pentru un regim supracritic al curgerii (caracteristic turbinei de gaze pe o plajă foarte largă de încărcări), debitul raportat la ieşirea din CC rămâne constant:

$$\frac{D_3\sqrt{T_3}}{p_3} = ct. \qquad (4)$$

In consecinţă, reducerea sarcinii prin reducerea debitului de agent termic duce la scăderea presiunii de ieşire din CC şi implicit a raportului de compresie (fig. 2). În acest context rezultatul este o diminuare a randamentului, după cum se poate observa din figura 3.

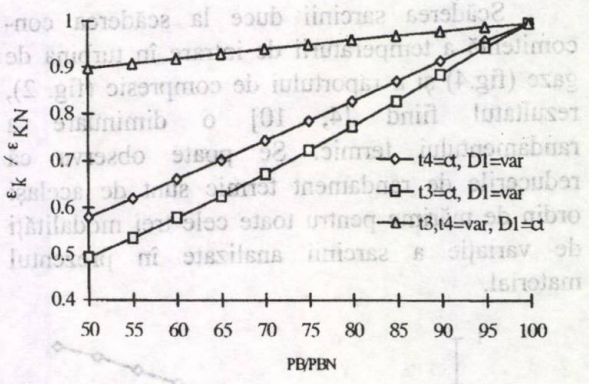


Fig. 2. Variaţia raportului de compresie în funcţie de sarcină.

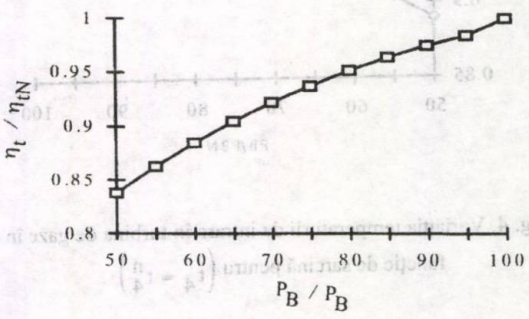


Fig. 3. Variaţia randamentului termic în funcţie de sarcină pentru $(t_3 = t_3^n)$.

Interesantă este şi evoluţia temperaturii de eşapare din ITG. După cum se observă din tabelul 2, creşterea acesteia la scăderea sarcinii este destul de substanţială, generând următoarele inconveniente:

- metalul ultimelor trepte ale turbinei este suprasolicitat termic, fiind necesară o răcire interioară;
- în cazul utilizării ITG în cadrul unui ciclu combinat gaze-abur fără arderc suplimentară apar probleme din punctul de vedere al rezistenţei la temperaturi înalte a pereţilor metalici ai cazanului recuperator.

Tabelul 2

Variaţia temperaturii de eşapare din ITG funcţie de sarcină $\left(t_3 = t_3^n\right)$

Sarcina, %	t_4 , °C	Sarcina ,%	t_4 , °C
100	569	70	629
95	576	65	642
90	586	60	656
85	596	55	670
80	606	50	686
75	618		

B. Cazul D_1 *variabil*, $t_4 = t_4^n$

Scăderea sarcinii duce la scăderea concomitentă a temperaturii de intrare în turbina de gaze (fig.4) şi a raportului de compresie (fig. 2), rezultatul fiind [4, 10] o diminuare a randamentului termic. Se poate observa că reducerile de randament termic sunt de acelaşi ordin de mărime pentru toate cele trei modalităţi de variaţie a sarcinii analizate în prezentul material.

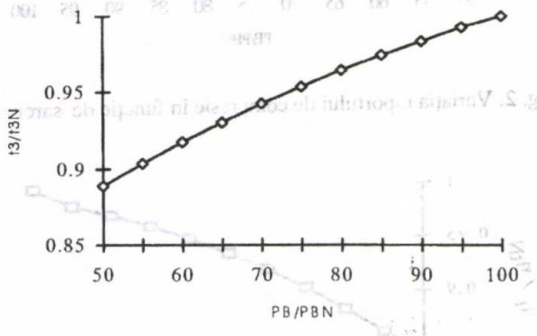


Fig. 4. Variaţtia temperaturii de intrare în turbina de gaze în funcţie de sarcină pentru $\left(t_4 = t_4^n\right)$.

Pentru cele două variante prezentate până acum se poate trage concluzia că reducerea sarcinii este o consecinţă a:

- reducerii debitului de agent termic.
- reducerii lucrului mecanic specific dezvoltat pentru un kilogram de aer aspirat de compresor.

Cele două condiţii impuse (t_3 = ct,respectiv t_4 = ct) generează o contribuţie diferenţiată a celor două cauze. În tabelul 3 sunt prezentate comparativ evoluţiile celor doi parametri.

Tabelul 3

Variaţia relativă a L_{ITG} şi D_1 în funcţie de sarcină

Sarcina %	Varianta t_3 = ct.		Varianta t_4 = ct.	
	L_{ITG} / L_{ITG}^n	D_1 / D_1^n	L_{ITG} / L_{ITG}^n	D_1 / D_1^n
100	1	1	1	1
90	~1	0,9012	0,9648	0,9328
80	~1	0,7995	0,9305	0,8597
70	0,9939	0,7043	0,8890	0,7872
60	0,9786	0,6131	0,8394	0,7148
50	0,9516	0,5254	0,7798	0,6411

Se poate afirma că această variantă de reglare a sarcinii este mai avantajoasă decât cea prezentată anterior din următoarele motive:

- menţinerea constantă a temperaturii gazelor de ardere la eşapare nu creează probleme în ceea ce priveşte regimul termic în care lucrează ultimele trepte ale turbinei de gaze;
- în cazul utilizării ITG în cadrul unui ciclu combinat gaze-abur fără ardere suplimentară, menţinerea constantă a temperaturii de eşapare la sarcini parţiale permite funcţionarea părţii cu abur în condiţii optime.

Acest mod de reglaj al sarcinii este caracteristic ITG din ultima generaţie. Rezultatele obţinute în urma analizei au fost confirmate de cele prezentate de firma Siemens în [11] privind noul său produs V 84.3.

C. Cazul $D_1 = D_1^n$

Funcţionarea la sarcini parţiale fără modificarea debitului de aer aspirat de compresor este caracteristică instalaţiilor de turbine cu gaze din prima generaţie. De asemenea, reprezintă modul de lucru al ITG moderne la sarcini mai mici de 50 % (sub această valoare nu se mai poate face reglajul debitului de aer prin modificarea înclinării palelor situate la intrarea în compresor).

Pentru a micşora sarcina se acţionează în sensul diminuării debitului de combustibil introdus în camera de combustie. Pentru un debit de aer constant va rezulta inevitabil o scădere a temperaturii de intrare, respectiv de ieşire din turbina de gaze, după cum se poate observa din figura 5.

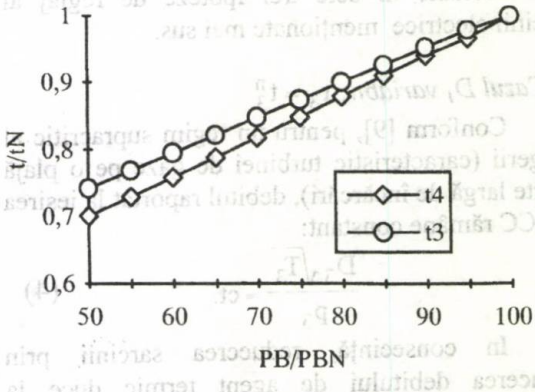


Fig. 5.Variaţia temperaturii în turbina de gaze la variaţia sarcinii $D_1 = D_1^n$

Deşi debitul de aer rămâne constant, conform relaţiei (4), va apărea şi o modificare a raportului de compresie, după cum se poate observa din figura 2. În acelaşi timp lucrul mecanic specific are o cădere vertiginoasă (vezi tabelul 4), în principal datorită diminuării temperaturii după CC.

Tabelul 4

Variaţia relativă a L_{ITG} cu sarcina (cazul $D_1 = D_1^n$)

Sarcina, %	L_{ITG} / L_{ITG}^n
100	1,0
90	0,9
89	0,8
70	0,7
60	0,6
50	0,5

Practic, variaţia de sarcină în acest caz este exclusiv o consecinţă a modificării lucrului mecanic specific.

Această metodă prezintă unele dezavantaje faţă de variantele prezentate anterior, cum sunt:

- scăderea vertiginoasă a lucrului mecanic specific;
- valori mici la sarcini parţiale pentru temperatura de eşapare din turbină, lucru ce îngreunează utilizarea ITG în cadrul unui ciclu combinat gaze-abur fără ardere suplimentară.

Comportarea ITG la variaţia temperaturii atmosferice

Prin convenţie, performanţele nominale ale oricărei ITG sunt definite în condiţii atmosferice ISO (p_0 =1,013 bar, t_0 = 15 °C, φ_0= 60%). Cunoaşterea modului în care ITG se va comporta în condiţiile atmosferice reale, corespunzătoare amplasamentului centralei, şi mai ales pe parcursul unui an calendaristic, când aceste condiţii pot prezenta variaţii mari, este foarte importantă. Dintre cei trei parametrii atmosferici, cea mai mare influenţă asupra performanţelor ITG o are temperatura [5], variaţia acesteia fiind studiată în prezentul material.

Se consideră că nu se realizează nici un fel de reglaj al debitului de aer, iar temperatura după camera de combustie rămâne constantă şi egală cu valoarea corespunzătoare regimului nominal. Se păstrează, de asemenea, neschimbaţi ceilalţi parametri atmosferici (p_0, φ_0).

În aceste condiţii, asimilând aerul cu un gaz perfect, pentru o temperatură atmosferică oarecare, în ipoteza în care debitul volumic de aer la intrarea în compresor este constant, indiferent de valoarea acesteia, debitul masic de aer aspirat de compresor este dat de relaţia:

$$D_1 = D_1^n \frac{t_0^n + 273{,}15}{t_0 + 273{,}15} \qquad (5)$$

Prima concluzie care se poate trage este că variaţiile temperaturii exterioare, respectiv a debitului masic de aer, sunt de sens contrar (fig. 6) în ipoteza în care debitul volumic de aer la intrarea în compresor este acelaşi, indiferent de valoarea temperaturii exterioare.

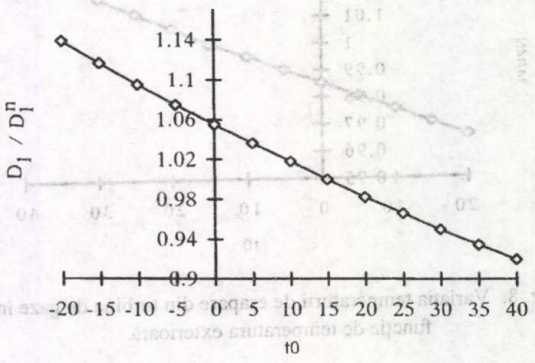


Fig. 6. Variaţia debitului de aer aspirat în funcţie de temperatura exterioară.

Este interesant de urmărit cum se modifică puterea electrică şi randamentul termic ale ITG. Aceste variaţii sunt prezentate în figura 7.

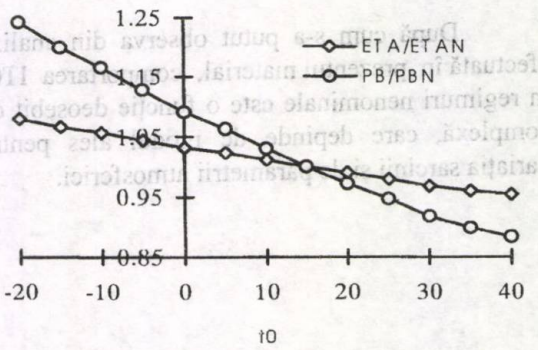


Fig.7. Variaţia randamentului termic şi a puterii la borne în funcţie de temperatura exterioară.

Deci scăderea temperaturii are un efect benefic atât asupra puterii electrice, cât şi asupra randamentului termic.

La temperaturi foarte mici pot să apară probleme în ceea ce priveşte încărcarea mecanică a ansamblului compresor-turbină şi a generatorului electric. Pentru limitarea debitului de aer aspirat, în lipsa unor alte mijloace de reglare, va fi necesară o preîncălzire a acestuia în aspiraţia compresorului.

În condiţiile în care temperatura la ieşirea din camera de combustie rămâne constantă, modificarea raportului de compresie (datorată, conform relaţiei 4, variaţiei debitului de gaze de ardere) generează o evoluţie a temperaturii de eşapare de tipul celei prezentate în figura 8.

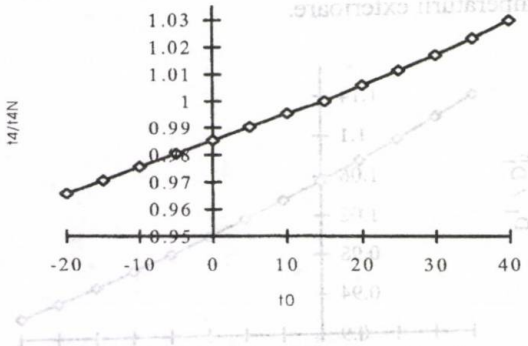


Fig. 8. Variaţia temperaturii de eşapare din turbina de gaze în funcţie de temperatura exterioară.

În consecinţă, la temperaturi foarte scăzute pot apărea probleme în ceea ce priveşte utilizarea ITG în cadrul unui ciclu combinat gaze-abur fără ardere suplimentară, existând posibilitatea ca nivelul termic pe partea de abur să nu poată fi asigurat.

Concluzii

După cum s-a putut observa din analiza efectuată în prezentul material, comportarea ITG în regimuri nenominale este o funcţie deosebit de complexă, care depinde de modul ales pentru variaţia sarcinii şi de parametrii atmosferici.

Firmele constructoare pun în general la dispoziţia clienţilor curbe de corecţie pentru putere şi randament care indică abaterile ce apar la funcţionarea în regimuri nenominale. Totuşi, un utilizator de ITG este bine să fie dotat cu un instrument care să-i permită o predeterminare cât mai precisă a performanţelor instalaţiei sale pentru diverse regimuri de funcţionare.

BIBLIOGRAFIE

[1] Herlea, A. *La turbine à gaz.* În: L'usine nouvelle, Septembrie 1982.

[2] * * * *GT 26 Promises 240 MWe, at Record Efficiency.* In: Modern Power Systems, Octombrie 1993.

[3] * * * *Trent Aeroderivative GT Promises 42 % Effieiency.* In: Modern Power Systems, Decembrie 1993.

[4] * * * *Manualul inginerului termotehnician.* Editura Tehnică, Bucureşti, 1986.

[5] Kehlhofer, R. *Combined-cycle Gas and Steam Turbine Power Plants.* Editura Fairmont Press, Lilburn, 1991.

[6] Leca, A., Prisecaru, I. ş.a. *Indrumar. Tabele, nomograme şi formule termotehnice.* Editura Tehnică, Bucureşti, 1987.

[7] Pimsner, V. *Maşini cu palete.* Editura Tehnică, Bucureşti, 1988.

[8] Pluviose, M. *Turbomachines hydrauliques et thermiques.* Editura Eyrolles, Paris, 1988.

[9] Porte, G. *Turbines à gaz.* Ecole Nationale Supérieure de Techniques Avancées, Paris, 1987.

[10] Dinculescu, C., Dănilă, N., Pimsner, V. *Analiza termodinamică a schemelor centralelor electrice.* Editura Academiei, Bucureşti, 1967.

[11] Becker, B., Termuehlen, H. *First V 84.3 Tests Show Promise.* In: Modern Power Systems, Mai 1993.

Referent: ing. Popescu Mihaela - ICEMENERG

(Primit la 11 aprilie 1995 acceptat la 226 aprilie 1995)

Lucrarea prezintă soluţii tehnice şi scheme termice de trecere la funcţionarea în ciclu combinat gaze-abur a grupurilor VT-50 MW din CET Grozăveşti şi VT-100 MW din CET Bucureşti Sud.

În urma analizelor termodinamice efectuate de autori au fost puse în evidenţă avantajele acestei soluţii de retehnologizare şi caracteristicile grupurilor retehnologizate în regimuri limită.

The paper presents technical solutions and thermal circuits schemes to changing the operation of VT - 50 MW unit in Grozăveşti cogeneration power plant as well as VT - 100 unit in South Bucharest cogeneration power to gas - steam cobined cycle.

As a result of thermo -dynamic analysis carried out by the authors, the advantages of this retrofitting solutions as well as the characteristics of the refurbished units under limit regimes, are emphasized.

RETEHNOLOGIZAREA CET URBANE PRIN TRECEREA LA FUNCŢIONAREA ÎN CICLU COMBINAT GAZE-ABUR

dr.ing. FLORIN ALEXE, ing. ANTON ROŞU, ing. MIHAELA POPESCU, ing. DANA CANEA, ing. MARIAN VLĂDESCU*

Descriptori: CET urbane, retehnologizare, cicluri combinate gaze-abur

1. Prezentare generală

Superioritatea performanţelor termodinamice ale instalaţiilor cu ciclu combinat gaze-abur faţă de cele clasice cu turbine cu abur se bazează pe principiul utilizării căldurii în "cascadă termodinamică", ciclu ITG fiind cel înaintaş, iar cel al ITA, recuperator. La centralele pentru producerea exclusivă a energiei electrice, se obţin randamente termice şi, respectiv, globale de 1,2...1,25 ori mai mari decât la ITA de condensaţie. În cazul producerii combinate de energie electrică şi termică, randamentul global de utilizare a căldurii dezvoltate prin arderea combustibilului poate atinge valori foarte ridicate chiar şi la centralele cu abur (utilizând turbine cu contrapresiune). Superioritatea ciclului combinat în regim de termoficare, funcţionând după graficul termic, constă în posibilitatea creşterii indicelui de termoficare, pentru acelaşi randament global. În cazul instalaţiilor ce alimentează cu căldură consumatori sezonieri, care lucrează în condensaţie în perioada de vară, folosirea ciclului combinat permite valorificarea randamentului ridicat de producere exclusivă a energiei electrice.

La retehnologizarea adâncă a centralelor cu abur existente, prin aplicarea ciclului combinat gaze-abur apar probleme specifice legate de existenţa turbinei cu abur. Aceasta constituie un avantaj financiar în raport cu realizarea unei instalaţii noi. Dar, în cazul ciclului combinat, aceasta poate conduce la modificarea regimurilor de curgere şi încărcare în raport cu cele de proiect, datorită limitărilor legate de capacitatea de trecere pe zone şi a pericolului de supraîncărcare mecanică. Pe de altă parte, numărul limitat de tipuri de ITG oferite de producătorii de echipamente duce la dificultăţi în corelarea puterilor ITG şi ITA, respectiv a puterii termice transferate de la ITG la ITA.

Principala caracteristică funcţională a CET urbane este legată de variaţia foarte mare a sarcinii termice, în condiţiile unei sarcini electrice constante, fapt ce a dus la generalizarea ITA cu condensaţie şi prize reglabile. Suprapunerea ITG peste o astfel de instalaţie, în schema fără postardere, duce la restricţii extrem de severe, cu scăderea parametrilor aburului viu şi a debitului înghiţit de turbina cu abur. Aceasta determină scăderea la circa jumătate a puterii electrice care se poate dezvolta la bornele generatorului ITA,

* ICEMENERG - Institutul de Cercetări şi Modernizări, Energetice, Bucureşti.

pentru aceeaşi încărcare a cozii de condensaţie. Menţionăm că pentru cicluri combinate noi, cxclusiv recuperatoare, cu cazane cu două sau trei presiuni de producere a aburului destinat destinderii în turbină, ITA are un debit masic de abur mai mic la intrarea în turbină şi un debit masic mai mare (maxim) în secţiunea de ieşire. Spre deosebire de acestea, turbinele cu abur cxistcnte în CET urbane clasice au debit maxim la admisie şi minim la ieşire (diferenţa o reprezintă debitul de abur extras la prizele pentru preîncălzirea regenerativă şi pentru termoficare).

Lucrarea de faţă prezintă soluţiile tehnice şi calculele de bilanţ energetic pentru evidenţierea posibilităţilor şi performanţelor ce sc pot obţine prin trecerea la funcţionarea în ciclu combinat gaze-abur a unor instalaţii cu turbine de abur din familia VT-50 (centrala G- Grozăveşti şi VT-100 (centrala S - Bucureşti Sud). În ambele cazuri schemele propuse folosesc ciclul cu postardere variabilă, cazanele fiind cu suprapresiune (tiraj suflat) şi fără preîncălzitor de aer. Realizarea în focar a unei temperaturi ridicate de ardere permite menţinerea parametrilor actuali ai aburului viu. Modificarea cantităţii de păcură arsă în cazan permite variaţia cantităţii de căldură intrată în ciclu, cu menţinerea ITG încărcată la nominal. În plus, o parte din preîncălzirea apei de alimentare se va realiza pe cale regenerativă, din prizele fixe, menţinute la debite reduse.

2. Soluţii tehnice analizate

A. Pentru centrala G, având instalat un grup energetic de tip VT-50 MW, schema termică de funcţionare propusă de autori este prezentată în figura 1. Schema cuprinde două turbine cu gaze alimentând fiecare câte un cazan recuperator cu

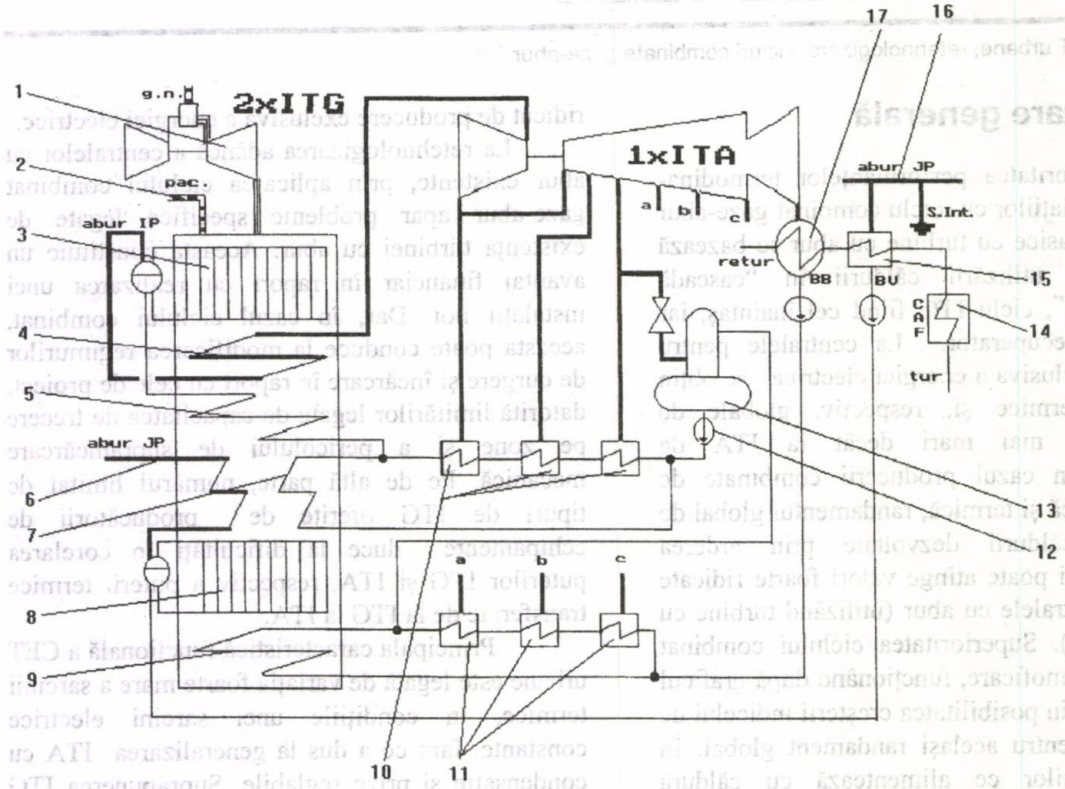


Fig.1. Schema propusă de trecere la funcţionarea în termoficare a grupului VT- 50 MW din centrala electrică de termoficare G: 1-turbina cu gaze; 2-alimentarea cu păcură a cazanului recuperator; 3-sistem vaporizator de IP; 4-supraîncălzitor abur înaltă presiune; 5-economizor IP treapta a II-a; 6-supraîncălzitor abur JP; 7-economizor IP treapta I; 8-sistem vaporizator de JP; 9-economizor JP; 10-preîncălzitoare regenerative de IP; 11-preîncălzitoare regenerative de JP; 12-pompă de alimentare; 13-degazor apă de alimentare; 14-cazane de apă fierbinte; 15-schimbător de caldură de termoficare de vârf (SCTV); 16-bară de abur de JP; 17-schimbător de caldură de termoficare de bază (SCTB).

postardere. Din analiza ofertelor lansate pe piaţa internaţională de către firmele constructoare de turbine cu gaze, ITG care răspunde cel mai bine acestei cerinţe este turbina General Electric de 38340 kW tip PG 6541 (B). Condensatorul ITA funcţionează drept schimbător de căldură de termoficare de bază (SCTB), turbina fiind "amputată" de ultimele două trepte CJP şi transformată într-o maşină de contrapresiune sub vid. Aceasta permite obţinerea unui randament global ridicat de utilizare a căldurii dezvoltate prin arderea combustibilului , eliminând pierderile în mediul ambiant. Menţionăm că dimensiunile condensatorului permit trecerea integrală a debitului maxim de apă de reţea din regimul de iarnă. Schimbătoarele de căldură de termoficare de vârf (SCTV) sunt alimentate cu abur de joasă presiune produs de cazanul cu postardere, în zona temperaturilor coborâte. Mărimea debitului de abur de joasă presiune depinde atât de necesarul la schimbătoarele de căldură de termoficare de vârf, cât şi de consumul pentru serviciile interne, consum ce va fi asigura parţial din conducta de abur de joasă presiune (1,2 bar...2,5 bar). Presiunea înaltă de producere a aburului în cazanul cu postardere este practic egală cu presiunea aburului viu de alimentare a actualei ITA. Vaporizatorul de înaltă presiune este amplasat în focarul cazanului, zonă în care transferul termic este atât radiativ, cât şi convectiv. Pentru a recupera cât mai multă caldură din gazele de ardere, jumatăte din debitul de apă de alimentare este preîncălzit în cazan. Se păstrează circuitul regenerativ în vederea preîncălzirii celeilalte jumătăţi din debitul de apă de alimentare. În aceste condiţii, turbina cu abur va funcţiona descărcată. Ca urmare, se va reduce puterea electrică produsă de aceasta. Pentru păstrarea actualului degazor de apă de alimentare al carui debit este limitat, condensul de la schimbătoarele de caldură de termoficare de vârf este pompat direct în tamburul de JP dotat cu coloană de degazare. Conţinutul de oxigen din gazele de ardere eşapate de la ITG este de circa 14%, ceea ce permite arderea unei cantităţi de combustibil (păcură cu sulf), care dezvoltă o cantitate de căldură suficientă producerii celor două debite de abur la parametrii doriţi.

B. Pentru centrala S, echipată cu grupuri energetice de tipul VT-100, schema de trecere la funcţionarea cu ciclu combinat gaze-abur, propusă de autori, este prezentată în figura 2. Grupul VT-100 are un circuit de preîncălzire asemănător cu cel al grupului VT-50 (opt preîncălzitoare alimentate din şapte prize fixe). Spre deosebire de cazul tratat anterior, în linia de joasă presiune se păstrează toate PJP-urile. Prin cele două linii de preîncălzire, de joasă şi înaltă presiune, trece jumătate din debitul de apă de alimentare; cealaltă jumătate este preîncălzită recuperativ în cazanul de abur. Schimbătoarele de căldură de termoficare (de bază şi de vârf) sunt alimentate cu abur din prizele turbinei existente, analog schemei iniţiale. Turbina cu abur îşi păstrează condensatorul şi, deci, poate funcţiona în regimuri de condensaţie pură. Schema este prevăzută cu aceeaşi turbină de 38 MW considerată în cazul anterior, dar în soluţia o ITG pentru fiecare ITA. Ciclul combinat este de tipul "cu postardere" de păcură, iar cazanul este cu o singură presiune de producere a aburului.

3. Aspecte ale calculului termodinamic. Regimuri caracteristice şi indici de performanţă

Calculele termodinamice se bazează pe metodologiile de calcul al circuitelor ITA şi ITG realizate de ICEMENERG-LPTD şi pe studiul diagramelor t-q ale cazanelor recuperatoare cu ardere suplimentară. Deoarece atât calculul ITA, cât şi al cazanului sunt iterative, necesitând un volum mare de operaţii matematice, pentru o precizie cât mai mare, calculele termodinamice s-au realizat cu programe specializate, elaborate de autori pe baza metodologiilor menţionate. Aceste programe simulează funcţionarea grupurilor energetice cu ciclu combinat şi permit verificarea respectării anumitor limitări (debit de abur maxim admisibil pe zonele turbinei, temperatura gazelor de ardere la coş mai mică decât cea a punctului de rouă acidă). Prin rulări succesive, simulând diverse regimuri de termoficare, programele de calcul permit determinarea modului optim de funcţionare, în funcţie de cerinţele consumatorilor termici şi electrici.

Calculele termodinamice ale schemelor prezentate în figurile 1 şi 2 au ca date de intrare: temperatura pe returul reţelei de termoficare retur

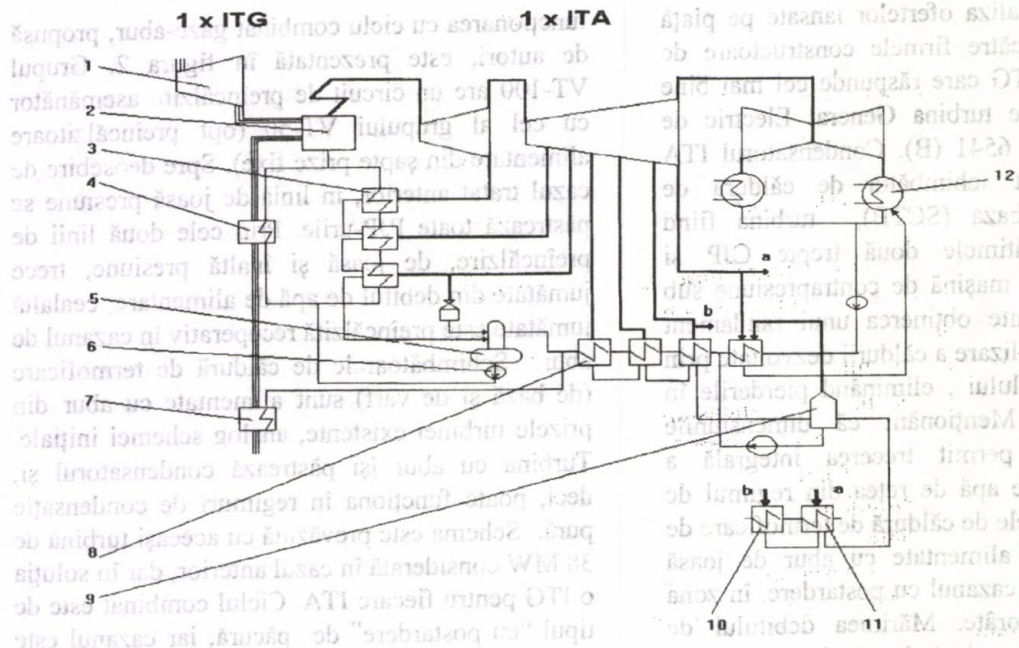


Fig.2. Schema propusă de trecere la funcţionarea în termoficare a grupului VT- 100 MW din centrala electrică de termoficare S: 1-turbină cu gaze; 2-cazan, exclusiv recuperator; 3-preîncălzitoare regenerative de înaltă presiune (PIP); 4-schimbător de căldură recuperativ pentru preîncălzirea apei de alimentare ce funcţionează în paralel cu linia de PIP-uri; 5-degazor; 6-pompă de alimentare; 7-schimbător de căldură recuperativ pentru preîncălzirea apei de alimentare ce funcţionează în paralel cu linia de PJP-uri; 8-preîncălzitoare regenerative de joasă presiune; 9-expandor; 10-schimbător de căldură de termoficare de vârf (SCTV); 11-schimbător de căldură de termoficare de bază (SCTB); 12-condensator.

Tabelul 1

Performanţe termodinamice ale schemei de funcţionare în ciclu combinat gaze-abur a grupului VT- 50 MW din centrala *G*.

Regim			Vara		Primavara toamna				Iarna	
Număr ITG			1		1		2		2	
Puterea termică a cmbustibilului [kW]	P_{tc}	P_t^{gaz} (gaz)	223970	121075	399172	121075	431255	242150	798344	242150
		P_t^{pac} (pacură)		102895		278097		189106		556194
Puterca electrică [MW]	P_c	P_{bg}^{ITG}	73.3	38	80	38	118.5	76	121	76
		P_{bg}^{ITA}		35.3		42.5		42.5		45.5
Puterea termică [Gcal/h]	P_t	SCTB	100	79	220	78	200	78	456	78
		SCTV		21		142		122		378
Randamentul de utilizare a căldurii			0.846		0.841		0.814		0.812	
Indice de termoficare			0.927		1.025		1.519		1.551	
Indice de structură			0.63		0.31		0.51		0.22	

(^{0}C), debitul de apă de reţea (t/h), debitul de abur viu la intrarea în turbină (acest debit este recalculat în vederea respectării condiţiilor de debit maxim pe ultima zonă a turbinei şi puteri interne maxime pe fiecare zonă), puterea termică necesară consumatorului urban [kW], debitul de abur pentru serviciile interne (degazori de 1, 2 bar debit de abur la secţia chimică etc.). În urma calculului rezultă parametrii agentului apă-abur în fiecare punct caracteristic al schemei în circuitul de IP, debitul de abur de JP necesar a fi produs în cazanul recuperator, cantităţile de căldură transmise în schimbătoarele de căldură ale cazanului şi temperatura gazelor de ardere la coş.

Principalii indici de performanţă calculaţi sunt:

- indice de termoficare: $y = P_e / P_{t\,SCBB}$;
- indice de structură: $y = P_e / P_{t\,total}$;
- randament global de utilizare a energiei primare: $\eta_{gl} = (P_e + P_{t\,total}) / P_{tc}$

unde:

P_e este puterea electrică la bornele generatoarelor kW;

$P_{t\,total} = P_t$ SCBB $+ P_t$ SCBV este puterea termică totală transmisă în cele două schimbătoare de căldură de termoficare, de bază şi de vârf kW;

P_{tc} este puterea termică intrată în ciclu kW.

A. Pentru centrala G sunt prezentate performanţele termodinamice pentru trei regimuri caracteristice (tabelul 1).

În *regimurile de iarnă* puterea termică maximă ce poate fi obţinută din grupul energetic (deci fără instalaţii de vârf, respectiv CAF-uri) este de 455 Gcal/h (78 Gcal/h în SCTB şi 377 Gcal/h în SCTV), în condiţiile de funcţionare cu două ITG, ardere maximă în cazan şi ITA, având la intrare debitul maxim de abur viu de 175 t/h. În această situaţie puterea electrică la borne este de 121 MW.

În *regimurile de primăvară-toamnă* puterea termică maximă ce poate fi obţinută din grupul energetic este de 450 Gcal/h (75 Gcal/h în SCTB şi 375 Gcal/h în SCTV), în condiţiile de funcţionare cu două ITG, ardere minimă în cazanul recuperator şi ITA, având la intrare debitul maxim de abur viu de 175 t/h.

Aşa cum se observă din tabelul 1, între aceste două regimuri de funcţionare cu două ITG , la creşterea cantităţii de păcură arsă în cazan, indicele de structură scade de la 0.51(regim primăvară -toamnă) la 0.22 (regim iarnă), iar indicele de termoficare creşte de la 1.519 la 1.551, datorită încărcării suplimentare a ITA în regimurile de iarnă.

Funcţionarea în regim de primăvară-toamnă cu o singură ITG şi ardere maximă în cazan poate asigura 220 Gcal/h/80 MW.

În regimurile de vară cererea de căldură fiind mult mai mică, se recomandă funcţionarea în schema cu o ITG şi ardere redusă în cazanul recuperator, obţinându-se 100Gcal/h / 73 MW.

Comparând aceste două regimuri de funcţionare cu o singură ITG, se observă că, la creşterea cantităţii de păcură arsă în cazan, indicele de structură scade de la 0.63(regim vară) la 0.31 (regim primavară-toamnă), iar indicele de termoficare creşte de la 0.927 la 1.025, datorită încărcării suplimentare a ITA în regimurile de primăvară-toamnă.

Randamentul de utilizare a căldurii dezvoltate prin arderea combustibilului are valori cuprinse între 0.814 (la funcţionarea cu două ITG) şi 0.846 (la funcţionarea cu o ITG), scăzând uşor (0.812 respectiv 0.841) la mărirea cantităţii de păcură arsă în cazan.

B. Pentru centrala S calculul termodinamic a cuprins determinarea performanţelor actuale ale grupului energetic în regimuri de condensaţie şi termoficare maxime, precum şi determinarea performanţelor schemei din figura 2, la funcţionarea în ciclu combinat cu ardere suplimentară, şi de asemenea, în regimuri de condensţie şi termoficare maxime. Sinteza rezultatelor este prezentată în tabelul 2.

Se observă că în regimul de condensaţie pură instalaţia cu ciclu combinat realizează un randament electric brut de 43,43 %, mai bun decât cele mai performante ITA existente în România. Pentru regimul de termoficare maximă randamentul global al instalaţiei cu ciclu combinat este de circa 84,6%, practic egal cu cel obţinut astăzi (84,7%), în schimb se realizează o majorare a puterii electrice (139,34 MW faţă de 103 MW astăzi), precum şi a puterii termice livrate de la 167 MW la 174,1 MW . Indicele de termoficare este egal cu cel de structură şi realizează o creştere de la 0,617 la 0,8.

Tabelul 2

Performanţele termodinamice ale schemei de funcţionare în ciclu combinat gaze-abur a grupului VT- 100 MW din centrala S

Denumirea mărimii calculate	Regim actual condensaţie maximă	Regim actual termoficare maximă	Regim ciclu combinat. Termoficare maximă	Regim ciclu combinat. Condensaţie maximă
Puterea electrică la borne, MW	105	103	101 - ITA 38.34 - ITG total: 139.34	99.5 - ITA 38.34 - ITG total: 137.84
Puterea termică MW		167	174.1	
Consumul specific de combustibil,kg/kWh	0.3268	0.1606	0.16	0.2828
Randamentul global brut, %	37.65	84.74	84.62	43.43
Indice de termoficare		0.617	0.8	

Concluzii

Folosirea păcurii cu conţinut redus de sulf prezintă avantaje privind emisiile de noxe în atmosferă [4], [5] şi disponibilităţiile cazanelor de abur cu postardere [3]. În această analiză calculele au fost realizate în funcţie de compoziţia păcurii curent folosită în RENEL şi care are 3% sulf.

Rezultatele calculelor de performanţă, efectuate pe baza unor metodologii, algoritmi şi programe originale elaborate în ICEMENERG, evidenţiază performanţele tehnice deosebite ce se pot obţine prin retehnologizarea CET urbane din clasa analizată pentru funcţionarea în ciclu combinat gaze-abur, cu modificări mici la turbinele existente. În ambele cazuri se obţin creşteri ale producţiilor de energie electrică şi termică cu randamente globale ridicate de utilizare a energiei dezvoltate, prin arderea combustibilului fosil, şi indici ridicaţi de termoficare.

BIBLIOGRAFIE

[1] * * * *Studiu de retehnologizare a centralelor electrice de termoficare din Bucuresti* Firma BECHTEL, 1993.

[2] * * * *Studiu privind stabilirea necesarului de căldură actual şi în perspectivă în municipiul Bucureşti şi evaluarea capacităţilor de producţie* ISPE, 1993.

[3] Ed Van de Sande (KEMA, Olanda) - *Producerea combinată a energiei electrice şi căldurii*. Simpozionul " Energia şi Mediul ORIZONT 2000", Sinaia, martie 1995.

[4] Alexe, F., Roşu, A., Popescu, M. *Reducerea emisiilor de noxe prin retehnologizarea centralelor existente prin trecera la funcţionarea în ciclu combinat gaze-abur*. Simpozionul " Energia şi Mediul ORIZONT 2000", Sinaia, martie 1995.

Referent :prof. dr. ing. Victor Athanasovici

(Primit la 10 aprilie 1995, acceptat la 25 mai 1995)

INTEGRAREA GAZEIFICĂRII ÎN CICLU COMBINAT PENTRU PRODUCEREA ENERGIEI ELECTRICE

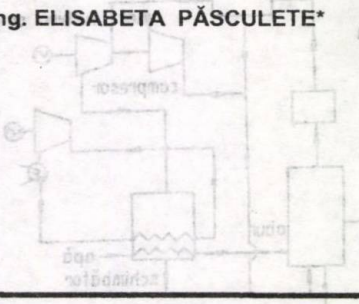
ing. ELISABETA PĂSCULETE*

Producerea gazului din cărbuni a fost determinată de importanţa gazului de gazogen folosit drept combustibil şi materie primă pentru industria chimică. Experimentările efectuate în cadrul ICPET-SA au confirmat posibilitatea gazeificării ligniţilor româneşti, în prezent fiind în curs cercetările ce au în vedere furnizarea de date necesare întocmirii notei de comandă şi a proiectului pentru instalaţia experimental - industrială de 10 - 15 Gcal/h.

Articolul prezintă câteva aplicaţii la nivel industrial ale integrării gezeificării în centrale în ciclu combinat din diverse ţări ca SUA, Germania, studii şi propuneri industriale ale unor firme ca Brown Boveri EB Rotherdam, făcând referire la necesitatea ca problema să intre în atenţia producătorilor de energie electrică de la noi din ţară.

The producing of gas from coals has been initiate by the importance of producer gas as a fuel and row material for the chemical industry. The experiments performed in ICPET-SA have been confirmed the possibility of gasification of Romanian lignites now the researches being carried out having in view the supply of data required for the drawing-up of order note and the project for 10-15 Gcal/h experimental installation.

The work deals with some applications in industry of implementation of gasification in combined cycle power stations in several countries such as USA, Germany or industrial studies and proposals of some companies such as Brown Boveri GEB Rotterdam and making referrence to the necessity the electrical power producers in our country should pay attention to this problem



Descriptori: gazeificare, ciclu combinat, producerea energiei electrice

1. Introducere

Producerea gazului din cărbuni a fost determinată de importanţa gazului de gazogen drept combustibil şi materie primă pentru industria chimică. După primul război mondial dezvoltarea rapidă a industriilor şi cererile crescânde de gaz au contribuit la elaborarea procedeelor moderne de gazeificare a cărbunilor - Winkler, Lurgi, Koppers, Totzek - care au cunoscut o permanentă perfecţionare din punct de vedere tehnic.

Încă de la începutul anilor '70, un număr mare de întreprinderi şi instituţii comerciale din diverse ţări au participat la dezvoltarea noilor tehnologii de valorificare a cărbunilor, reconsiderându-se gazeificarea ca o opţiune pe termen lung. Au fost iniţiate numeroase programe de cercetare, care au fost finanţate din fonduri guvernamentale sau particulare, nu numai în ţări posesoare de zăcăminte importante de cărbuni, ci

* Institutul de Cercetări şi Proiectări pentru Echipamente Termoenergetice - Bucureşti

şi în ţări în care cărbunele lipseşte (Japonia, Olanda şi altele) [1].

Experimentările efectuate în cadrul ICPET - SA au confirmat posibilitatea gazeificării ligniţilor româneşti, în prezent fiind în curs cercetările ce au în vedere furnizarea de date necesare întocmirii notei de comandă şi a proiectului pentru instalaţia experimental - industrială de 10 - 15 Gcal/h.

În domeniul gezeificării se urmăresc în momentul de faţă două direcţii principale de dezvoltare - una chimică, pentru obţinerea unui gaz de sinteză de compoziţie variabilă, necesar pentru diverse procese de prelucrare prin chimizare - şi una energetică , pentru obţinerea de purtători de "energie curată".

Principalul obstacol în utilizarea pe scară largă a centralelor în ciclu combinat este lipsa de flexibilitate în utilizarea combustibililor.

În prezent turbinele cu gaz depind de combustibilii gazoşi şi lichizi. Acest obstacol poate fi depăşit prin utilizarea în ciclu combinat a gezeificării cărbunilor. Figura 1 prezintă schema de principiu a integrării gazeificării în ciclu combinat.

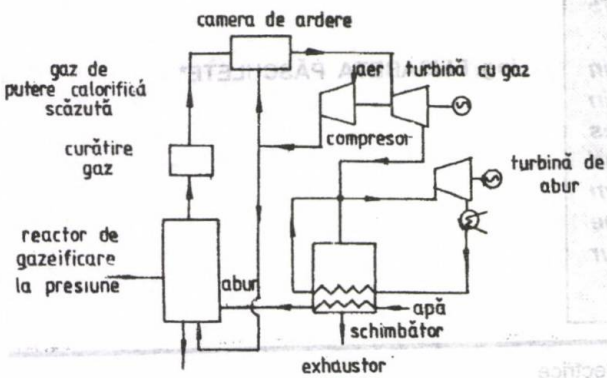


Fig.1. Schema de principiu a integrării gazeificării în ciclu combinat turbină cu abur, turbină cu gaz.

2. Integrarea gazeificării în centrale cu ciclu combinat

Construcţia unei centrale cu ciclu combinat nu se concentrează asupra componentelor, ci asupra combinaţiilor obţinute în ciclu. Factorul esenţial care guvernează "calitatea" sistemului este modul în care sunt combinate cele două procese. Există un număr mare de combinaţii de cicluri posibile, dar multe dintre ele au fost deja instalate. De aceea , trebuie studiate toate condiţiile limită pentru fiecare ciclu, pentru a identifica o combinaţie care să dea randamentul optim. Combinaţiile în ciclu pot fi împărţite în două grupe de bază : cicluri cu şi fără ardere suplimentară într-un generator de abur. Cea de-a doua este soluţia perfectă pentru turbinele de gaze de temperaturi ridicate. Arderea suplimentară conduce la o uşoară ameliorare a randamentului total al centralelor.

Dacă se ia ca bază puterea calorifică inferioară a combustibilului, instalaţiile în ciclu combinat vor avea un randament între 40 - 47 %, iar o instalaţie proiectată corespunzător, folosind gaze drept combustibil şi răcirea directă cu apă, poate atinge randamente între 47 - 50 %.

2.1. Integrarea gazeificării într-o centrală echipată cu turbină cu gaz şi turbină cu abur

Studii privind integrarea gazeificării în centralele cu ciclu combinat au fost efectuate de nenumărate firme şi societăţi, avându-se în vedere o serie de considerente tehnico-economice, cum sunt:

- utilizarea de echipamente din producţia de serie concepţia unei centrale de acest fel nefiind concentrată asupra părţilor componente individuale, ci asupra combinaţiei optime în ciclu;
- trebuie să fie posibile combinaţiile modulare;
- schema să asigure randamentul maxim cu costuri de investiţii şi exploatare în limite rezonabile.

Rezultatele unor astfel de studii din [2 -13] sunt prezentate în figura 2. Centrala **A**, echipată cu cazan şi turbină cu abur de IP, este prevăzută în plus faţă de o centrală convenţională pe cărbune cu gazeificatoare la presiune atmosferică. În centrala **B** gazul de gazogen rezultat la presiune atmosferică este dirijat în parte către cazan şi către turbina cu gaze, după ridicarea presiunii. În schema **C** cazanul cu turbină cu abur este înseriat după turbina cu gaz, gazeificarea furnizând gaz la presiune. Schema **D** prevede atât reactorul de gazeificare, cât şi cazan la presiune (pe partea de gaz), turbina cu gaze fiind amplasată după cazan.

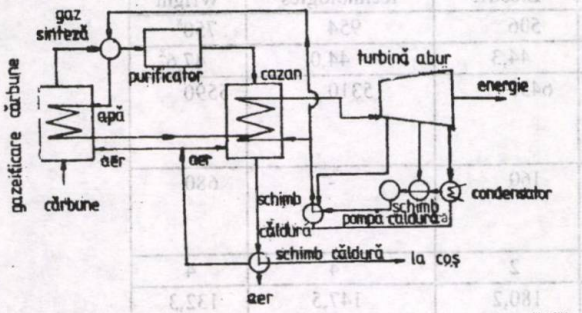


Fig.2.a. Centrala convenţională cu turbină cu abur cu gazeificare la presiune atmosferică

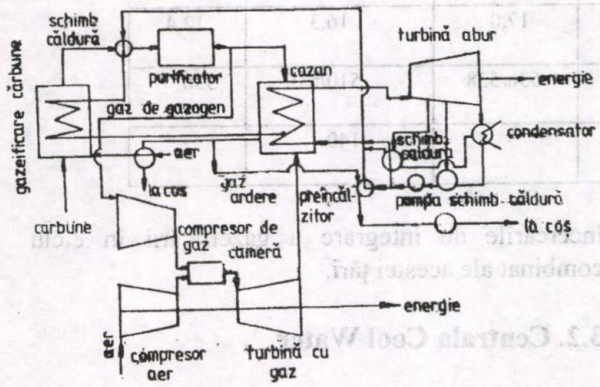


Fig.2.b. Centrala cu ciclu combinat cu gazeificare la presiune atmosferică şi cazan cu ardere suplimentară.

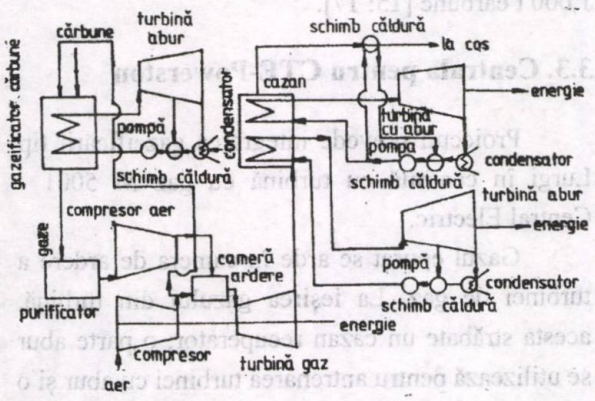


Fig.2.c. Centrala cu ciclu combinat cu gazeificare sub presiune şi cazane recuperatoare.

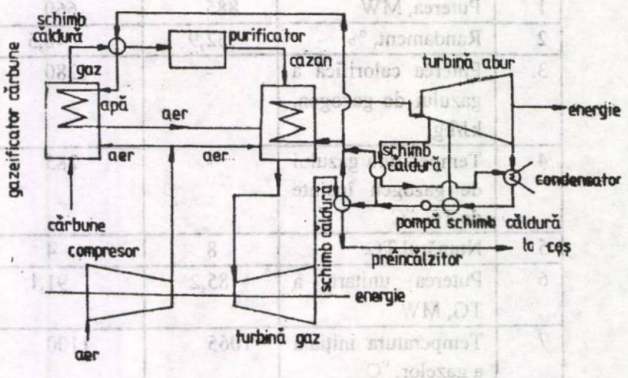


Fig.2.d. Centrala cu ciclu combinat cu gazeificare sub presiune şi cazane sub presiune.

3. Proiecte şi realizări de centrale în ciclu combinat cu gazeificare combinată

3.1. Programul guvernamental al SUA

În SUA, Ministerul Energiei a coordonat şi finanţat un program de lucrări privind utilizarea ciclului combinat cu gazeificare integrată, program care prevede economisirea în anul 2 000 a 4×10^{15} kJ/an căldură consumată în energetică [14]. În prima fază de lucru firmele Westinghause, General Electric, United Technologies şi Curtis-Wright au efectuat lucrări de proiectare pentru integrarea în centrale cu ciclu combinat a diverse sisteme de gazeificare a cărbunelui. Parametrii de bază şi indicatorii acestor termocentrale sunt prezentaţi în tabelul 1[1-5], randamentul fiind calculat în funcţie de puterea calorifică a cărbunelui.

Firma General Electric utilizează în proiectele sale un reactor de gazeificare în strat fix şi un sistem de epurare a gazului de compuşii de sulf la temperatură joasă. Ridicarea ulterioară a temperaturii gazelor la 1 600°C permite atingerea unui randament pe centrală de 46,8 %, pentru utilizarea unei tehnologii de îndepărtare a compuşilor cu sulf la temperatură joasă, şi de 48,7 %, pentru tehnologie de temperatură ridicată.

Proiectul firmei Westinghause a fost realizat cu un reactor de gazeificare în strat fluidizat cu epurare de compuşi cu sulf la temperatură joasă (procentul de gazeificare Westinghause).

Tabelul 1

Nr. crt.	Denumirea parametrului	General Electric	Westinghouse	General Electric	United technologies	Curtiss-Wright
1	Puterea, MW	885	660	506	954	750[x]
2	Randament, %	32,9	40,5	44,3	44,0	47,6[x]
3.	Puterea calorifică a gazului de gazogen, kJ/kg	-	6280	6430	5310	5590
4	Temperatura gazului de gazogen înainte de TG, °C	-	285	160	-	680
5	Numărul TG	8	4	2	4	4
6	Puterea unitară a TG, MW	85,2	91,1	180,2	147,5	132,3
7	Temperatura inițială a gazelor, °C	1065	1100	1430	1430	1650
8	Temperatura gazelor la ieşire °C	545	545	600	615	740
9	Debit aer, kg/s	240	355	318,5	370	225
10	Putere TA, MW	200	327,2	157	303	230
11	Presiune abur la TA, MPa	8,8	10,2	17,0	16,3	12,4
12	Temperatura abur supraîncălzit, °C	480	525/520	538/538	510/510	538
13	Temperatura de ieşire a gazelor, °C	-	150	-	140	-

În proiectul firmei Curtiss-Wrigh, gazeificarea prevede utilizarea procedeului Lurgi, iar epurarea de compuşi cu sulf o tehnologie de temperatură înaltă.

Firma United Technologies propune un proiect de centrală cu gazeificare conform procedeului Kellog [16] şi epurarea de compuşi de sulf prin spălare la temperatură joasă.

În etapa a doua a programului Ministerului Energiei al SUA s-a fundamentat construcţia şi s-a elaborat tehnologia de execuţie a modelelor experimentale de cameră de ardere şi turbină cu gaz. Ca executanţi de bază s-a optat pentru General Electric şi Curtis-Wright.

A treia fază din program prevede încheierea proiectării şi execuţiei a cel puţin două tipuri de turbine de gaz experimentale, cu o putere de peste 50 MW şi încercarea lor cu combustibil din cărbune pentru verificareaa eficienţei soluţiilor adoptate.

După terminarea încercărilor prototipurilor, se trece la asimilarea în industrie.

Lucrările organizate conform programului Ministerului Energiei al SUA nu epuizează încercările de integrare a gazeificării în ciclu combinat ale acestei ţări.

3.2. Centrala Cool Water

La CET Cool Water era preconizat să se construiască o centrală de 100 MW 60 - 65 MW puterea turbinei cu gaz, 30 MW puterea turbinei cu abur. Instalaţia de gazeificare integrată centralei utilizează procedeul Texaco cu oxigen, tratând 1,000 t cărbune [15; 17].

3.3. Centrala pentru CTE-Powerston

Proiectul prevede integrarea gazeificării tip Lurgi în centrală cu turbină cu gaz M 5001 - Central Electric.

Gazul epurat se arde în camera de ardere a turbinei de gaz. La ieşirea gazului din turbină, acesta străbate un cazan recuperator; o parte abur se utilizează pentru antrenarea turbinei cu abur şi o parte pentru gazeificare [17].

3.4. Proiectul CET Wood River

La un grup de 50 MW existent în centrală s-a prevăzut racordarea unui generator de gaz [15]. Gazeificarea se face conform procedeului în strat fix, după metoda Allis-Chalmers, într-un cuptor rotativ de diametru 4000 mm, uşor înclinat, căptuşit, funcţionând la presiunea de 4,2 bari şi temperatură de 1100°C. Gazul rezultat este ulterior curăţat de praf, gudroane şi sulf.

Acelaşi sistem se poate utiliza şi în ciclu cu turbină cu gaz.

Dintre avantajele sistemului în [18] se enumără: puterea unitară mare a generatorului de gaz (pentru 1 mil. MW sunt necesare două generatoare de 8,4 Mpa, cu un debit de cărbune de 280 t/h), autoaprovizionarea cu abur, capacitatea de adaptare rapidă la valori mari ale regimurilor de lucru.

3.5. Centrala Kellermann de 170 MW

La centrala Kellermann s-a construit şi, din 1972, se exploatează o instalaţie complexă de 170 MW cu gezeificare integrată (fig.3) [17, 19, 20]. Drept combustibil se utilizează cărbune uşor aglutinabil, cu conţinut de cenuşă până la 25 % şi umiditate 10 %. Cărbunele se gazeifică în cinci generatoare de gaze (patru în funcţiune, unul în rezervă) de tip Lurgi, funcţionând la 20 bari, având diametru interior de 3500 mm, la un debit de 15 t/h pc generator. Gazul brut, după ce se curăţă

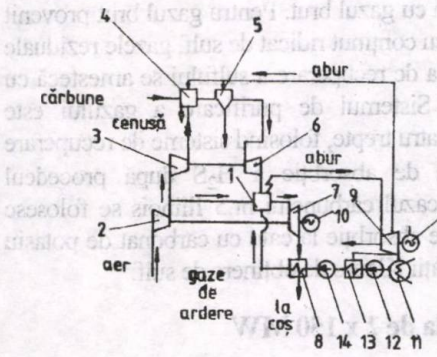


Fig.3. Schema centralei Kellermann de 170 MW: 1 - generator abur; 2,3 - compresoare de aer; 4 - reactor de gazeificare; 5 - scruber; 6,7 - turbine cu gaz; 8 - economizor ; 9 - turbină cu abur; 10 - generator electric; 11 - condensator; 12 - pompă; 13 - preîncălzitor; 14 - pompă de alimentare.

în scruberele umede de conţinutul de praf, gudroane şi compuşi cu sulf, se arde în focarele a două generatoare de abur cu presiunea de 9 bari. Aburul produs, având parametri de 120 bari şi 350°C, antrenează o turbină cu abur, iar gazele de ardere, cu temperatura de până la 825°C, o turbină cu gaz. Puterea calculată a turbinei cu abur este de 96 MW, iar a turbinei cu gaz de 74 MW. Randamentul calculat este de 36,9 %.

În comparaţie cu o instalaţie termică clasică pe bază de praf de cărbune, cu un cazan cu parametrii 190 bari, 530/530°C, centrala de 170 MW de tip Kellermann asigură, la acelaşi randament termic, scăderea cheltuielilor specifice de investiţii cu 25 %, cu toată temperatura moderată a gazelor la intrarea în turbină (820°C) şi a prezenţei supraîncălzitorului intermediar. De asemenea, această centrală asigură reducerea conţinutului de gaze toxice şi gaze de evacuare cu 75 %, din oxizii de sulf cu 90 - 95 %, iar oxizii de azot de două - trei ori [21].

3.6. Centrala cu gezeificare şi turbină cu gaz de 800 MW

În Germania s-au elaborat şi sisteme de gazeificare a cărbunelui racordat la turbina cu gaz. Reziduul cărbunos de la gazeificare este ars în focarul cazanului în mediu de gaze uzate rezultate din turbina cu gaz. Lucrările se fac pentru o turbină de gaz cu o putere de 800 MW [22].

3.7. Centrala PGU - 250

În fosta U.R.S.S. s-au întocmit studii privind realizarea de centrale în ciclu combinat. În [21] se prezintă schema unei astfel de centrale de termoficare PGU-25, (fig.4) echipată cu o turbină cu abur T 180 - 130, cu un agregat de turbină cu gaz tip GT-45-850 şi un generator de abur cu focar de înaltă presiune BNP - 600 - 140 - 545/545.

Cărbunele supus unei uscări prealabile în strat fluidizat cu gazele prelevate după economizorul primei trepte este măcinat corespunzător utilizării sale într-un reactor de gazeificare în strat fluidizat, care funcţionează la

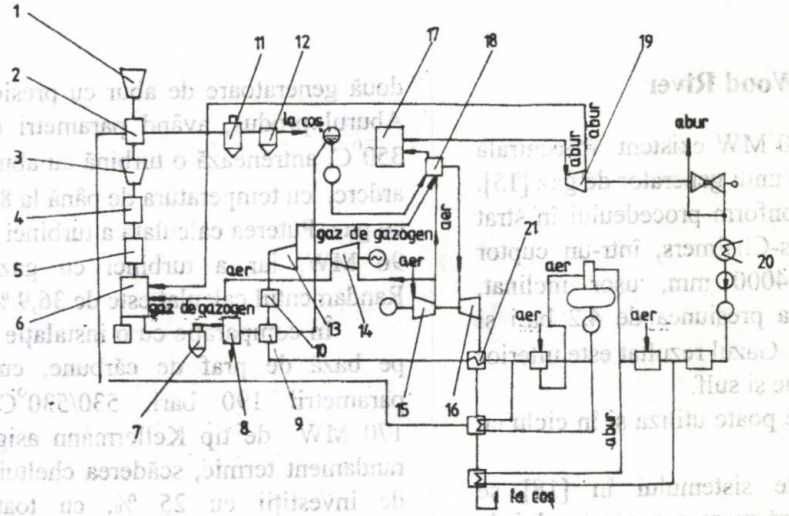


Fig.4. Schema centrală PGU - 250 :1 - buncăr de cărbune; 2 - uscător în strat fluidizat; 3 - concasor; 4 - buncăr de cărbune măcinat; 5 - buncăr (cărbune) de închidere; 6 - generator de gaz; 7 - ciclon de praf; 8 - filtru; 9 - schimbător de căldură; 10 - filtru ceramic; 11 - ciclon de praf; 12 - multiciclon ; 13 - turbină de destindere; 14, 15 - compresoare; 16 turbină cu gaze; 17 - generator de abur; 18 - cameră suplimentară de ardere; 19 - turbină cu abur; 20 - condensator; 21 - schimbător de căldură.

20 bari şi 1000°C, având ca agent de gazeificare - aburul din bara caldă a supraîncălzitorului şi aer din ciclu, prelevat după compresor, şi recomprimat ulterior. Gazeificarea cu aceşti parametri realizcază o productivitate de 6000 kg cărbune/m^3h . Pornind de la această productivitate a reactorului şi având în vedere şi alte considerente ce ţin de realizarea instalaţiei, s-a propus un reactor de 60 t/h combustibil, cu diametru în zona de lucru de 3.600 mm şi înălţimea stratului 2000 mm. Gazul rezultat pentru a asigura o concentraţie maximă de praf de circa 10 mg/m^3 la intrare în cazan şi 2 mg/m^3 în turbina cu gaz, este epurat în două trepte: o treaptă grosieră, cu cicloane, şi o doua treaptă, cu filtre ceramice (pori de circa 7 μ; porozitate efectivă de 40 %), sau cu filtre cu sită metalică. Epurarea gazului de H_2S este realizată prin utilizarea minereului de ficr.

Gazul de generator, epurat şi răcit în economizor până la temperatura de aproximativ 400°C, se destinde în turbina de destindere, utilizată la activarea compresorului de recomprimare, fiind ulterior condus în generatorul de abur.

În urma comparării indicatorilor, rezultă că, chiar la o temperatură moderată a gazului la intrare în turbina cu gaz de 850 °C, se asigură creşterea puterii blocului energetic de circa 1,5 ori, fiind rezultatul creşterii debitului de gaze şi al puterii turbinei cu gaz, în cazul funcţionării pe gaz din cărbune. Economia de căldură în comparaţie cu un bloc cu turbină cu abur este de 5,5 - 8 %. Acesta creşte în medie cu 0,7 - 0,8 % pentru fiecare 50 °C la ridicarea temperaturii gazului la intrarea în turbina cu gaze în domeniul 850 - 1050 °C.

3.8. Centrala de 875 MW

S-au integrat în ciclu combinat gazogeneratoare în strat fix, tip Lurgi, de producere de gaz de joasă putere calorifică din cărbuni cu conţinut scăzut sau ridicat de sulf [23]. S-au avut în vedere un cărbune bituminos cu 4,5 % sulf (Illinois nr.5). Drept agent de gazeificare se foloseşte aerul de înaltă presiune extras din compresoarele turbinei cu gaz şi aburul produs de cazanele recuperatoare.

Centrala cuprinde 24 gazogeneratoare, multiple trepte de purificare a gazului, opt module turbină cu gaz, generator de abur şi turbină cu abur de 200 MW. În cazul cărbunelui cu conţinut scăzut de sulf, aproximativ 30 % din totalul gazului brut se tratează şi se reamestecă cu gazul brut. Pentru gazul brut provenit din cărbunii cu conţinut ridicat de sulf, gazele reziduale de la instalaţia de recuperare a sulfului se amestecă cu gazele arse. Sistemul de purificare a gazului este prevăzut cu patru trepte, folosind sisteme de recuperare a sulfului şi de absorbţie a H_2S după procedeul Stratford. În cazul cărbunelui nr.5 Illinois se folosesc două trepte de absorbţie la cald cu carbonat de potasiu şi două instalaţii Klauss de obţinere de sulf.

3.9. Centrala de 2 x 150 MW

În anul 1985 această centrală era la nivel de propunere comercială a firmei Brown Boveri, toate părţile componente fiind deja experimentate. Se utilizează o instalaţie de gazeificare a cărbunilor firmei British Gas Lurgi [24, 25].

Centrala este echipată cu cinci reactoare de gazeificare (patru în funcţiune şi unul de rezervă) şi

două module identice ale centralei energetice cu putere de 150 MW. Fiecare modul energetic este dotat cu o turbină cu gaze tip 11 Brown Bovari, un generator de abur pentru recuperarea căldurii cu ardere suplimentară şi o turbină cu abur cu priză de abur tehnologic.

Reactoarele de gazeificare, cu diametrul interior de 240 mm, sunt alimentate cu cărbune, cu oxigen, de la instalaţia de separare a acestuia din aer, şi cu abur. Gazul brut de 30 bar, cu putere calorifică medie, este trecut prin instalaţia de desulfurare, de unde se recuperează sulful. Gazul epurat se repartizează la turbinele cu gaze şi la generatoarele de abur în proporţie de 2/3 şi 1/3.

Procedeul de îndepărtare a H_2S utilizând K_2CO_3 reduce conţinutul de sulf, astfel încât determină un conţinut de SO_2 în gazele rezultate din arderea în generatorul de abur de 100 ppm. Dacă se impune un conţinut mai mic de SO_2 în gazul de ardere, se poate aplica procedeul Rectisol, permiţându-se scăderea nivelului de compuşi de sulf la 0,1 ppm. Sulful este recuperat într-o instalaţie de recuperare a sulfului de tipul Klauss, urmată de o instalaţie de tratare a gazelor reziduale Shall-Klauss, care măreşte eficienţa de recuperare a sulfului de la aproximativ 97 % la peste 99,8 %.

3.10. Centrale de 100 MW

GEB Rotterdam şi N.V.KEMA, împreună cu NEOM Ruhrkohle 01, Gas GmbH şi Ruhrchemie AG, cu asistenţă tehnică din partea firmei Uhde GmbH din Dortmund, au elaborat în 1981 un proiect pentru o instalaţie demonstrativă cu gazeificare integrată. Acest proiect s-a dezvoltat în urma obţinerii de rezultate pozitive pe instalaţia de gazeificare după procedeul Texaco, pusă în funcţiune, începând din anul 1978, în Germania de către Ruhrkcohle AG şi Ruhrchemie AG din Oberhausen-Holten, pentru un debit de circa 150 t/zi cărbune [26]. Proiectul prevede o centrală cu ciclu combinat demonstrativă, alcătuită din două trasee. Instalaţia de preparare a cărbunelui , turbina cu abur şi instalaţia de tratare a apelor reziduale sunt de asemenea unice, iar instalaţia de gazeificare, de producere a oxigenului, instalaţia de curăţire a gazului cu recuperarea sulfului, cazanul recuperator şi turbina cu gaz sunt duble. Randamentul brut calculat al ciclului este de 38,3 %.

3.11. Proiect de centrală de 480 MW

Proiectul din cadrul DOE's Clean Coal Technology Demmonstration Programme prevede realizarea unei centrale de 480 MW în Camden Country, New Jersey, pentru 3700 t/zi huilă cu conţinut ridicat de sufl (West Virginia) [27]. Gazeificarea integrată ciclului combinat utilizează procedeul British Gas Lurgi, cu evacuarea topită a zgurii în reactoare cu diametrul interior de până la 5 m. Gazul brut este purificat la temperatură medic (circa 450°C), în prima treaptă fiind spălat în scrubere pentru reţinerea particulelor solide antrenate şi a hidrocarburilor grele condensabile. Urmează treapta de desulfurare, care prevede un procedeu fizic la presiune pentru reţinerea hidrogenului sulfurat, din care, prin procedee catalitice, se obţine sulful elementar. Gazul astfel purificat este introdus în ciclu, care constă din turbină cu gaz, cazan recuperator, turbină cu abur.

3.12. Proiect de centrală de 300 MW_e

U.K. Departament of Energy, împreună cu un grup de parteneri industriali interesaţi în problemele tehnologici turbinei cu gaz, gazeificare, utilizare şi alimentare cu cărbune, au lansat un studiu pentru un proiect de centrală în ciclu combinat cu gazeificare integrată de 300 MW_e . Proiectul prevede utilizarea gazeificării tip British Gas Lurgi pentru producerea de gaz din cărbune, prin prelucrarea zilnică a unei cantităţi de circa 2450 t în două reactoare. Gazul brut este purificat şi trimis la turbina cu gaz. Pentru producerea de energie este prevăzut grupul cu un singur arbore, cu alternator (generator sincron) de turbină combinat-gaz şi abur. Turbina cu abur generează 114 MW, iar cea cu gaz 215 MW (lucrând la temperatură de ardere de 1260°C). Cazanul este de tip recuperator de 430 t/h, generând abur la trei niveluri de presiune pentru turbina cu abur [28].

3.13. Proiect de centrală de 250 MW_e

La Beggenum (Olanda) a început în 1993 construcţia unei centrale de 250 MW_e în ciclu combinat, cu gazeificare integrată, după proiectul companiei SEP NV [29]. Gazeificarea se face în reactoare în strat fluidizat tip Shell, la temperatura de 1500 °C şi presiune de 28 bari, cu abur şi oxigen. Gazul rezultat din instalaţia de gazeificare,

după purificare şi desulfurare, este condus la turbina cu gaz.

Procedeul Shell de gazeificare a cărbunelui a fost pus la punct pe o instalaţie de laborator cu un debit 6 t/zi (Amsterdam), după care s-a trecut la o etapă experimentală superioară - un pilot de 150 t/zi (Hamburg). În 1985 Shell a început construcţia unei linii demonstrative la Houston (Texas), care a funcţionat la un debit de 250 t/zi huilă sau 360 t/zi lignit. În proiectul olandez este prevăzută o unitate de gazeificare Shell de 200 t/zi.

4. Stadiul cercetărilor româneşti în domeniul gazeificării cărbunilor

Cercetările privind gazeificarea cărbunilor au început în ţara noastră în anii '90, în prima etapă demonstrându-se pretabilitatea cărbunilor inferiori româneşti la tratamentul termochimic prin gazeificarea pe o instalaţie, cu care ocazie s-au obţinut şi primele date tehnologice privind procedeul în strat fluidizat. Pentru pilotarea procesului s-au realizat proiectul, construcţia, montajul, punerea în funcţiune şi experimentarea pe un pilot de 0,075 Gcal/h, echipat cu un reactor tip HTG cu diametrul interior de 133 mm. Pe baza datelor obţinute s-a realizat instalaţia experimentală de 1 Gcal/h, furnizând circa 400 m^{3*}/h gaz, cu puterea de circa 2500 kcal/m^{3*}. Reactorul cu un diametru interior de 410 mm tratează, conform unui procedeu de mare productivitate, un debit de cărbune de 400 - 600 kg/h. Pe acest pilot, s-au efectuat experimentări pe două sorturi de cărbuni inferiori: lignit de Motru şi lignit de Rovinari, obţinându-se gaz de următoarea compoziţie: 44 - 48 % CO; 25 - 29 % H_2; 14 - 17 % CO; 1 - 2 % O_2; 2 - 3 % H_2O. Experimentările au pus în evidenţă influenţa factorilor care controlează procesul asupra compoziţiei chimice a gazului de gazogen: temperatura în zona stratului fluidizat, compoziţia agentului de gazeificare (oxigen + abur), presiunea, umiditatea cărbunelui.

Experimentările au relevat şi unele aspecte privind funcţionarea utilajelor cu mediu de lucru gaz + solide de granulaţie 0 - 5 mm sau tehnica stratului fluidizat sub presiune.

În prezent se pot furniza datele de proiectare pentru o instalaţie experimental - industrială de 10 - 15 Gcal/h, funcţionând cu cărbuni inferiori.

* m^3 în condiţii normale de presiune şi temperatură.

Unul din parametrii de optimizare a ciclului este productivitatea în gaz a unităţii de gazeificare, care se exprimă prin producţia orară de gaz raportată la secţiunea interioară a gazogenului. Producţia de gaz este determinată de calitatea combustibilului utilizat. Conţinutul ridicat de masă organică şi conţinutul scăzut de balast din cărbune determină creşterea producţiei de gaz, ceea ce impune utilizarea unui combustibil cu caracteristici superioare. Astfel, proiectele de cicluri combinate, realizările industriale de acest fel prevăd utilizarea huilelor sau a cocsului, ceea ce conferă şi un caracter de omogenitate stratului. Aceste argumente, la care se adaugă reactivitatea corespunzătoare a huilei de Valea Jiului, au determinat colectivul de cercetare din ICPET să procedeze la testarea în instalaţia de laborator a huilei de Petrila, pregătind date pentru cercetarea acesteia în pilotul de 1 Gcal/h.

Concluzii

Având în vedere preocupările diverselor guverne sau firme străine pe linia realizării unor proiecte de centrale în ciclu combinat turbină cu gaz-turbină cu abur cu gazeificare integrată, precum şi existenţa unor obiective cu caracter experimental-industrial, vizându-se creşterea cu circa 10 % a randamentului global al centralei, se consideră necesar ca problema să intre în atenţia producătorilor de energie electrică de la noi în ţară, în viitorul apropiat putându-se apela şi în România la instalaţii de gazeificare a combustibililor solizi după un procedeu de mare productivitate - HTV.

În acest scop colectivul ICPET, care se ocupă de problema gazeificării, poate furniza datele necesare pentru unitatea de gazeificare, utilizabile în studiul privind realizarea unei scheme de ciclu combinat turbină cu gaz-turbină cu abur pornind de la combustibili solizi.

BIBLIOGRAFIE

[1] Fronski, A. *Situaţia existentă şi perspectivele privind dezvoltarea industriei înlocuitoare de gaz natural.* Raport general. Simpozion ECE - ONU mai 1986.

[2] Hahn, R.L., Patterson, R.C. *Low-BTU gasification of coal phase 1; an evolution for electric power generation.* Joint Power Generation Conference Miami Beach. Florida, Sept. 1974.

[3] Covell, R.B., Hargrave, M.J. *Power cycle evaluation of CE coal gasification process. Fossil Power Systems.* Combustion Engineering, Inc.

Windsor Connecticut. American Power Conference, Chicago, Illinois ap. 1979.

[4] Foster-Pegg, R.W. *The integration of gasification with combined cycle power plants.* In: Combustion, dec. 1979.

[5] Hedden von. K. *Kohlevergasungsanlagen als Kraftwerkskom - komponenten. In:* VGB Kraftwerkstehnik 66 Heft 3. marz.1986.

[6] Luthi, H.K, Hope, T. *A study for the application of Shell's proven coal gasification technology integrated with the ABB state of the art gasturbine type 13E intro a 250 MW, gasification combined cycle (GCC) module.* The 23nd Intersciety Energy Conversion Engineering Conference. Vol. I.

[7] Richards, C.L. *The combustion engineering low-BTV coal gasification process.* Pacific coast Electrical Association Engineering & Operating Conference march. 978

[8] Holnsgren, J.D. ş.a. *Coal gasificati-on/combined cycle system is ready for commercialization.* In: Modern Power System., march. 1981.

[9] Patterson, R.C. *Coal gasification process for clean fuel gas.* 7 th Energy Technology Conference march. 1980.

[10] T.D. Brown *Coal gasification-combined cycles for electricity production.* Prog. Energy Combust. Sci. vol. 8.1982._

[11] Lyons, D.E. *Low-BTV coal gasification for electric power production construction and operating hurdles and costs.* Coal and Nuclear Seminar. oct. 1979.

[12] Schellberg, W., Müller, R. *Gasification integrates well with combined cycle.* In: Modern Power Systems. aug. 1987.

[13] Voelker, G. *IGCC the way forward.* In: Modern Power Systems, may 1988.

[14] Larson, J.W. *Comparison of coal - gasification combined cycle developments in the USE.* In: Modern Power Systems, 1981, No.1, p. 39-45.

[15] x x x *Razrabotchi perspectivnih PGU s vnutriticlovoi gasificaţioi oglei.* In: Teploenerghetika,8/1981. p.68-71.

[16] Salvador, L.A. *Clean coal money staked on appalachion IGCC.* In: Modern Power Systems nov. 1986.

[17] Papamarcos, J. *Combined-cycle and refiend coal.* In: Power. 1976, vol. 80.No. 12, pg. 34-42.

[18] x x x *Combined-cycle using gas from coal holds promise for electric generation.* In: Power. 1979. vol. 123, No.6.

[19] Knizia, K. ş.a. *Verbesserung in der Energieum wand-lungstechnik..* In: *B.W.K.,*. 1977, bd. 29, No.9, p.353-360.

[20] Puhr-Westerheide, H. *Kraftwerke mit Kohlendruckver gasungs.* In: VGB. bd. 54. nr.8.

[21] Varvaschi, B.C. ş.a. *Parogazovania TEŢ c vnutriticlovîi gazificaţiei tvendovo-topliva.* In: Teploenerghetika no.8/1981, pg.16-20.

[22] Mayer, Kahrwez, H. *Stand und Entwicklung das Kombinierten Gas Dampfturbinenkraftwerks mit druckgefeuerten Dampferzeugern und vorgeschalteter Kohlendruck-vergasungsanlage nach dem STEAG-LURGI - Verfahren.* In: Energie 1977, bd. 29, No. 7, s. 227-231.

[23] Ahner, D.J. ş.a. *economics of power generation from coal gasification for combined - cycle power plants* . In: Combustion *ap.* 1976, pg. 26 - 35.

[24] Kehlhofer, R. *300 MW Combined Cycle Plant with Integrated Coal Gasification.* In: Brown Boveri Review, nr.10, 1985 pg. 440-448.

[25] Kehlhofer, R., Plancherel, A. *The Combined Cycle power plants Series KA9,11 and 13.* In: Brown Boveri Review, 69. 1982 (11), pg. 361-372.

[26] Wijthuizen, von H. *Kohlevergusung mit integrierter Elektrizitatserzegung.* In: VEG Kraftwerkstechnik 62 Heft 3 marz. 1982, pg. 179 - 185.

[27] x x x *Clean Coal 5 eyes BGL gasification at Camden.*In: Modern Power Systems. aug. 1993.

[28] x x x *I.G.C.C. feasibility study shows promise.* In: Modern Power Systems. jun. 1992.

[29] Zon, G.D. I.G.C.C. *future under test at Buggenum.* In: Modern. Power Systems. aug. 1990

[30] Veda, H. et comp. *An application study of a fluidized bed coal gasification MCFC power plant.* In: Proc. Intersoc. Energy. Convers. Eng. Conf. 1989 24 th, (vol. 54).

[31] Juergen, F. *High efficiency decreases pollution. The gassteam turbine power station with integrated coal gasification.* In: Energie 1989. 41 (11).

[32] Gainey, B. *Natural gas for power generation.* Selected Papers nov. 19911 Based an a presentation at the World Gas Conference, Berlin, July. 1991.

Referent: dr. ing. Dan Goliciu - ICEMENERG

(Primit la 4 august 1993, acceptat la 29 ianuarie 1995)

INSTALAŢII DE TURBINE CU GAZE CU AMESTEC DE FLUIDE

As. ing. MIHAELA DUPLEAC*

Lucrarea prezintă tehnologii de vârf în domeniul instalaţiilor de turbine cu gaz cu amestec de fluide,de exemplu gaze şi abur, utilizate în general pentru a satisface cerinţele mari de energie.

Instalaţiile se împart în două grupuri.

Unul constă din turbine cu gaz cu injecţie de apă în camera de ardere, pentru a obţine o producţie suplimentară de energie. Un mare dezavantaj al acestei soluţii îl constituie imposibilitatea de recuperare a fazei lichide din gazele de ardere.

Celălalt grup (instalaţiile STIG şi Cheng, turbine cu aer umed) constă din instalaţii de turbine cu gaz, care utilizează amestecul gaz-abur ca pe un fluid de lucru, la orice încărcare, pentru a obţine o producţie şi o eficienţă mai mare decât a turbinelor cu gaz "convenţionale".

Aburul este produs cu ajutorul recuperării căldurii din gazele de ardere reziduale.

Lucrarea prezintă aceste instalaţii în toată varietatea lor, cu caracteristicile şi realizările lor termodinamice, avantajele şi dezavantajele şi aspectele specifice legate de schemele ilustrate.

The paper presents the state of the art in the field of gas turbine installations with mixture og fluids, i.e. gases and steam, generally used to satisfy the peak energy demands.

There are two groups of such installations.

One consists of gas turbines with water injection in the combustion chamber, in order to obtain an extrapower supply for peak demands. A great disadvantage of this solution is the impossibility of recovering the liquid phase out from the flue gases.

The other group (STIG and Cheng installations, Humid Air Turbines) consists of gas turbine installations which use the gas - steam mixture as a working fluid, at any load, in order to obtain higher outputs and efficiensies than "conventional" gas turbines. Steam is produced by means of residual flue gases heat recovery.

The paper presents these installations in their variety, with their thermodynamic achievements and features, advantages and disadvantages and specific aspects related to the ilustrated schemes.

* Universtitatea "Politehnica" Bucureşti, Facultatea de Energetică.

Descriptori: ciclu combinat, amestec de fluide, turbine cu gaze

Dezvoltarea industrială şi utilizarea pe scară largă a energiei electrice în scopuri menajere duc la mărirea neuniformităţii curbei de sarcină zilnice şi anuale. Pentru acoperirea acestei măriri sistemele energetice trebuie să dispună de importante rezerve de putere în centrale de vârf, care să funcţioneze intermitent, în funcţie de necesităţi, să prezinte siguranţă în timpul exploatării, precum şi simplitate constructivă, să se poată adapta rapid şi eficient la variaţii de sarcină pe un domeniu cât mai larg şi care să poată fi pornite/oprite într-un timp cât mai scurt.

Devansând instalaţiile simple de turbine cu gaze, pe cele de turbine cu abur şi pe cele de ciclu combinat gaze - abur, care nu îndeplinesc cerinţele de mai sus, a apărut drept interesantă soluţia utilizării instalaţiilor de turbine cu gaze cu amestec de fluide (gaze şi, în general, apă/abur) la acoperirea vârfului de sarcină electrică.

După ce s-au demonstrat posibilităţile tehnice de obţinere a unei arderi stabile în prezenţa apei/aburului injectat, schemele constructive elaborate s-au încadrat în două grupe principale [1].

În prima grupă, prin injecţie de apă în camera de ardere (fig. 1), se urmăreşte o forţare a regimului nominal al instalaţiei de turbină cu gaze pentru a-i mări puterea la vârf. Câştigul de putere de circa 30 - 50 % din puterea nominală permite, pentru o anumită curbă de sarcină zilnică, acoperirea vârfului de sarcină cu complicaţii constructive minime, combinată cu o funcţionare de durată la regim nominal. În acest caz, instalaţia are o putere nominală, un gabarit şi un preţ de cost mai reduse decât instalaţia fără amestec, având o putere nominală egală cu cea maximă cerută la vârful curbei de sarcină. Un dezavantaj foarte mare al acestei instalaţii îl reprezintă nerecuperarea fazei lichide din gazele de ardere eşapate în atmosferă după destinderea lor în turbină. Cu alte cuvinte, apa demineralizată

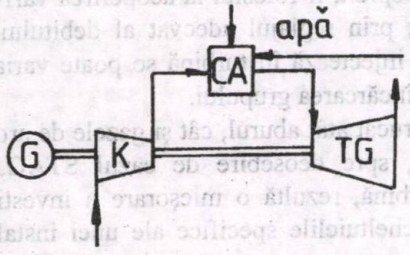


Fig. 1. Schema de principiu a ITG cu injecţie de apă.

evoluează în circuit deschis, ceea ce presupune alimentarea continuă a instalaţiei cu apă tratată chimic, fapt care duce la mărirea cheltuielilor cu tratarea apei.

În turbina cu gaze evoluează un amestec de gaze de ardere şi vapori de apă, ceea ce are ca efect o majorare a energiei specifice produse faţă de cea obţinută într-o ITG simplă (căldura specifică la presiune constantă a vaporilor de apă este aproximativ dublă faţă de cea a gazelor de ardere).

Întrucât nu se realizează o recuperare a căldurii reziduale înapoi în ciclu, injecţia de apă are un efect pozitiv foarte redus (sau chiar unul negativ) asupra randamentului termic [2]. Sprijinind această afirmaţie, în [3] se arată că injecţia de apă în camera de ardere duce la creşterea consumului de combustibil (întrucât trebuie să se realizeze şi vaporizarea apei de injecţie), care implică, la rândul ei, scăderea randamentului efectiv absolut al grupului turbogenerator.

Temperatura de rouă, respectiv cea de rouă acidă sunt cele ce limitează inferior valoarea temperaturii de evacuare a gazelor de ardere la coş, în funcţie de conţinutul de vapori de apă al gazelor de ardere.

Injecţia de apă introduce, pe lângă creşterea momentană de putere, şi o scădere a producţiei de oxizi de azot (NO_X) , apa fiind extrem de eficientă ca agent de răcire, datorită căldurii sale latente de vaporizare ridicate. Astfel, de la concentraţia de 400 ppm NO_X (la un conţinut de 15% O_2 în volumul gazelor de ardere uscate), obţinută în cazul unui arzător obişnuit, prin difuzie, se supune la circa 40 ppm NO_X în cazul utilizării injecţiei de apă pentru un acelaşi tip de arzător şi de 25 ppm la folosirea injecţiei la arzătoare perfecţionate [4].

În cea de-a doua grupă se situează instalaţiile care utilizează amestecul gaze - abur la toate regimurile de lucru, urmărindu-se realizarea unui agregat de putere şi randament superioare instalaţiei de turbină cu gaze de bază. Aici intră:

- instalaţia de ciclu combinat gaze - abur cu injecţie de abur în camera de ardere a ITG, cu sau fără recuperarea fazei lichide din gazele de ardere (ciclul STIG, respectiv ciclul Cheng) ;

- instalatii de turbine cu gaze cu aer umidificat.

Se cunoaşte faptul că o combinare a celor două cicluri (Brayton pentru ITG şi Rankine-Hirn pentru ITA) compensează unele dezavantaje ale acestor cicluri luate separat (puteri unitare scăzute pentru ITG, necesitatea unei răciri termodinamice avansate la ITA, limitarea temperaturii medii superioare a ciclului cu abur, limitarea temperaturii medii inferioare a ciclului cu gaze, restricţii de calitate pentru combustibilul utilizat la ITG).

O instalaţie funcţionând după ciclul combinat recuperativ de tip "serie" foloseşte căldura gazelor de ardere pentru producerea aburului într-un cazan recuperator. Aşadar, într-un astfel de caz apar limitări importante, legate de faptul că ciclul combinat nu este capabil să permită părţii de ciclu Brayton să funcţioneze la un raport de presiuni mai ridicat (căci ar duce la scăderea temperaturii gazelor de ardere la evacuarea din turbină) şi nici părţii de ciclu Rankine-Hirn să funcţioneze la temperaturi mai ridicate. Aceste limitări arată că ciclul combinat gaze-abur de tip recuperativ nu rezolvă dificultăţile ciclurilor care funcţionează separat. Spre exemplu, la sarcini parţiale aceste sisteme prezintă performanţe scăzute.

Din aceste motive a apărut ideea utilizării unui singur fluid, provenit din amestecul gazelor de ardere cu aburul.

Instalaţia de ciclu combinat gaze - abur cu injecţie de abur în camera de ardere şi fără recuperarea fazei lichide din gazele de ardere (**STIG**: **ST**eam **I**njection **G**as turbine) este prezentată în figura 2. In acest caz, căldura reziduală a gazelor de ardere este folosită în cazanul recuperator CR la producerea de abur care se injectează în camera de ardere a ITG. Aburul rezultat formează împreună cu gazele de ardere un amestec care, după ce se destinde în turbina cu gaze, este evacuat în atmosferă.

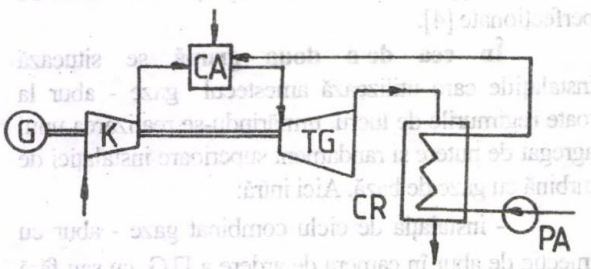


Fig.2. Schema de principiu a instalaţiei de ciclu combinat gaze-abur cu injecţie de abur (STIG).

Se constată că ciclul STIG se aseamănă cu ciclul combinat gaze-abur fără ardere suplimentară (**STAG**: **ST**eam **A**nd **G**as) prin aceea că aburul este produs prin recuperarea căldurii reziduale a gazelor de ardere eşapate din turbina cu gaze. Totuşi, STIG nu poate fi privit ca un ciclu combinat de tip "serie", cum este STAG. Motivul este că la STIG agentul apă-abur primeşte căldură şi în camera de ardere care este şi sursa caldă a ciclului cu gaze. Din acest considerent, ciclul STIG se încadrează în categoria ciclurilor combinate de tip "serie/paralel", cicluri caracterizate prin randamente mai scăzute decât cele "serie", dar evident mai mari decât cele ale ciclurilor ITG şi ITA luate separat [5].

Obţinerea în cazul STIG a unui randament mai coborât decât la STAG poate rezulta din următoarele considerente termodinamice :

- presiunea aburului viu este limitată superior la valori dictate de raportul de compresie al ITG (care este ridicat în cazul ITG derivate din motoare de aviaţie); presiunea aburului viu obţinut într-un STAG poate fi mult mai mare decât cea obţinută în cazul STIG;
- temperatura medie inferioară a ciclului cu abur este ridicată faţă de cea uzuală de la o ITA, coincizând cu temperatura medie inferioară a ciclului cu gaze. Totuşi, temperatura medie superioară a ciclului cu abur este mai ridicată decât la o ITA, întrucât aburul este încălzit suplimentar şi în camera de ardere, ceea ce are un efect benefic asupra randamentului ;
- temperatura de rouă/rouă acidă, mai ridicată decât în cazul STAG (datorită conţinutului crescut în vapori de apă al gazelor de ardere), limitează inferior temperatura de evacuare la coş a gazelor de ardere; aceasta micşorează factorul β de recuperare a căldurii reziduale a gazelor de ardere.

Lucrul mecanic specific, respectiv energia specifică pe kilogram de fluid de lucru care se destinde în turbina STAG, cresc faţă de cele obţinute într-o ITG; drept urmare, puterea turbinei cu gaze creşte odată cu mărirea cantităţii de abur injectat.

Caracteristicile instalaţiei STIG o recomandă spre a fi folosită la acoperirea vârfului de sarcină; prin reglajul adecvat al debitului de abur ce se injectează în turbină se poate varia în mod rapid încărcarea grupului.

Întrucât atât aburul, cât şi gazele de ardere se destind, spre deosebire de cazul STAG, în aceeaşi turbină, rezultă o micşorare a investiţiei specifice: cheltuielile specifice ale unei instalaţii

STIG pot atinge 30% din cele corespunzătoare unei instalaţii STAG de aceeaşi putere şi echipată cu o ITG de acelaşi tip, în condiţiile utilizării aceluiaşi combustibil ieftin şi ale unei durate anuale mari de utilizare a puterii nominale.

Cazanul recuperator al STIG se aseamănă foarte mult cu cel al STAG, cu deosebirea că primul se poate lipsi de supraîncălzitor, furnizând abur saturat care se supraîncălzeşte în camera de ardere.

Un mare dezavantaj al ciclului STIG îl constituie evoluţia în circuit deschis a agentului apă-abur, care este evacuat în atmosferă odată cu gazele de ardere.

Datorită creşterii conţinutului de vapori de apă în gazele de ardere, se impune folosirea în cazul STIG a unui combustibil fără sulf, pentru a se preveni apariţia coroziunii acide asupra suprafeţelor de schimb de căldură din cazanul recuperator, situate înaintea evacuării gazelor la coş.

În continuare se prezintă câteva instalaţii STIG perfecţionate.

1) Instalaţia STIG cu două niveluri de presiune de producere a aburului şi termoficare (fig. 3).

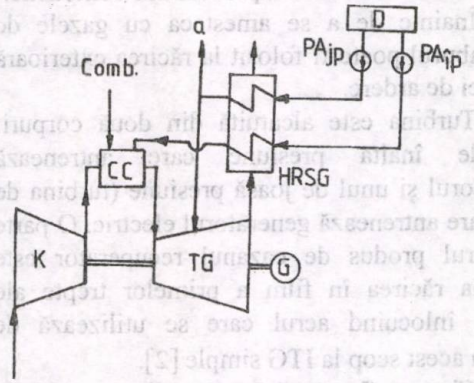


Fig.3. Schema unei instalaţii STIG cu două niveluri de presiune de producere a aburului şi termoficare.

În acest caz, în cazanul recuperator se produce abur la două niveluri de presiune. Aburul de presiune înaltă este admis în camera de ardere, se amestecă cu gazele de ardere şi se destinde împreună cu acestea în turbină. Aburul de joasă presiune furnizează căldură unui consumator termic, care îi şi dictează nivelul de presiune; aburul de joasă presiune în exces faţă de cerinţele consumatorului poate fi injectat în turbină acolo unde nivelul său de presiune o permite.

2) Instalaţia STIG cu două niveluri de presiune de producere a aburului şi turbină cu abur (fig. 4).

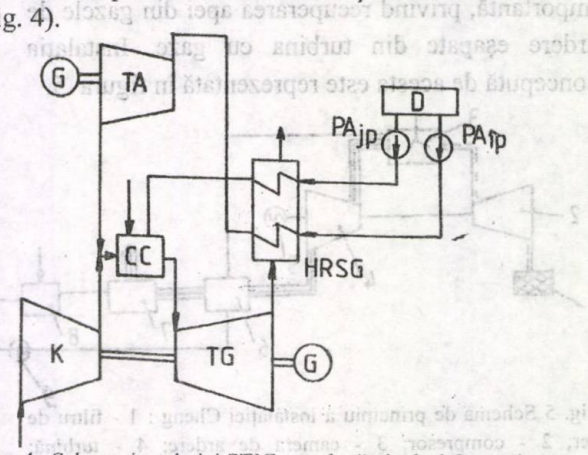


Fig. 4. Schema instalaţiei STIG cu două niveluri de presiune de producere a aburului şi turbină cu abur.

Înainte de a fi introdus în camera de ardere, aburul de înaltă presiune se destinde într-o turbină de abur care antrenează un generator electric. De asemenea, există varianta firmei Foster Pegg în care comprimarea aerului se face în trepte, iar turbina cu abur antrenează compresorul de înaltă presiune, cel de joasă presiune fiind pe aceeaşi linie de arbori cu turbina cu gaze [6].

Cel mai bine se pretează funcţionării în schemă STIG ITG derivate din motoare de aviaţie; fiind alcătuite din mai multe corpuri, acestea oferă posibilitatea injecţiei aburului (între corpuri) şi au un raport de compresie ridicat, care permite obţinerea unor niveluri de presiuni mai ridicate pe parte de abur.

Tabelul 1

Variaţia performanţelor ITG derivate din motoare de aviaţie în cazul funcţionării în ciclu STIG

Tip ITG	Putere [MW]	Randament termic [%]	Debit abur injectat în camera de ardere [kg/h]	Debit abur injectat la ieşire compresor IP [kg/h]	Debit abur injectat la intrare turbină JP [kg/h]	Putere [MW]	Randament [%]
LM1600	13,0	34	4,400	10,115	-	16,7	40
LM2500	22,2	35	7,938	10,206	-	26,5	39
LM5000	33,1	36	17,735	20,366	25,129	51,9	43

În tabelul 1 se arată variaţia performanţelor acestor ITG în cazul injecţiei de abur [7].

Instalaţia de ciclu combinat gaze - abur cu injecţie de abur în camera de ardere cu recuperarea fazei lichide din gazele de ardere (ciclul Cheng)

Cercetătorul american Dah Y. Cheng a adus instalaţiei STIG o îmbunătăţire extrem de importantă, privind recuperarea apei din gazele de ardere eşapate din turbina cu gaze. Instalaţia concepută de acesta este reprezentată în figura 5.

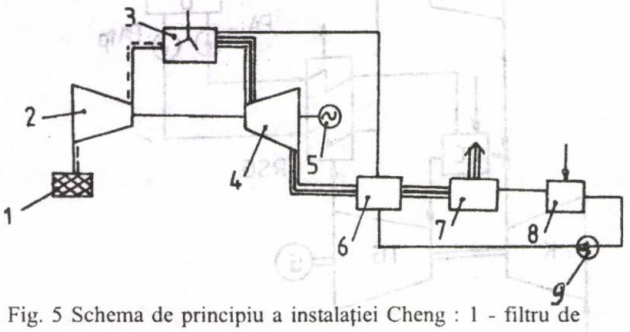


Fig. 5 Schema de principiu a instalaţiei Cheng : 1 - filtru de aer; 2 - compresor; 3 - camera de ardere; 4 - turbină; 5 - generator electric; 6 - cazan recuperator; 7 - condensator-separator; 8 - rezervor de apă; 9 - pompă de condensat; 10 - evacuare gaze de ardere; 11 - apă de adaos tratată.

Ca şi la instalaţia STIG, cazanul recuperator produce abur folosind căldura reziduală a gazelor de ardere.

Cazanul recuperator **6** este un schimbător de căldură în contracurent; gazele de ardere se răcesc pînă la o temperatură uşor mai ridicată sau egală cu temperatura de saturaţie a vaporilor de apă din amestecul de gaze, în timp ce apa sub presiune este încălzită de la aproximativ temperatura mediului ambiant la temperatura de saturaţie. În continuare apa vaporizează şi, eventual, aburul umed rezultat se supraîncălzeşte.

Ceea ce apare în plus la ciclul Cheng faţă de STIG este instalaţia de recuperare a fazei lichide din gazele de ardere. Gazele de ardere care ies din cazanul recuperator pătrund în condensatorul - separatorul **7**, un recipient în care se pulverizează apă pe la partea superioară. Picăturile de apă absorb căldura latentă de vaporizare a vaporilor de apă din gazele de ardere, aceştia condensând. Apa de răcire împreună cu condensatul format se strânge la baza vasului. Amestecul gazos rămas este ventilat în atmosferă, pe la partea superioară.

Rezervorul de apă **8** are atât rol de tratare a apei, cât şi de completare cu apă de adaos tratată a fazei lichide ce evoluează în circuit închis.

Pompa de condensat **9** aspiră apa din rezervorul **8** şi o refulează în cazanul recuperator **6**.

Astfel, apa-aburul şi produsele de ardere evoluează după cicluri paralele, cele două fluide de lucru fiind amestecate înainte de destinderea în aceeaşi turbină.

Camera de ardere se aseamănă cu cele utilizate la ITG, cu deosebirea că regiunea din avalul zonei de combustie trebuie modificată pentru a se permite atât injecţia de abur, cât şi un amestec cât mai bun între abur şi gazele de ardere. Amestecul se poate realiza la fel ca cel dintre aerul de diluţie şi produsele de ardere rezultate în zona primară de combustie dintr-un arzător clasic sau prin ejecţie, aburul fiind utilizat ca agent motor. Transferul de căldură de la produsele de ardere către abur se realizează printr-un amestec turbulent între cele două fluide de lucru. Amestecul se realizează numai după ce arderea a avut loc, astfel încât aburul să nu răcească procesul de combustie.

Înainte de a se amesteca cu gazele de ardere, aburul poate fi folosit la răcirea exterioară a camerei de ardere.

Turbina este alcătuită din două corpuri: unul de înaltă presiune care antrenează compresorul şi unul de joasă presiune (turbina de lucru) care antrenează generatorul electric. O parte din aburul produs de cazanul recuperator este folosit la răcirea în film a primelor trepte ale turbinei, înlocuind aerul care se utilizează de obicei în acest scop la ITG simple [2].

Cheng afirmă că parametrii care trebuie optimizaţi pentru obţinerea unui randament şi a unei puteri maxime sunt următorii : temperatura amestecului gazos la intrarea în turbina cu gaze, raportul de compresie, căldura specifică (raportată la 1 kg de aer aspirat) şi raportul masic dintre fluidul de lucru al ciclului Rankine şi cel al ciclului Brayton. Alegerea corespunzătoare a acestor parametri, ţinând cont şi de interdependenţa lor, conduce la obţinerea unor randamente termice mai mari de 52%, atingând chiar 60% în cazul unor rapoarte de compresie mari şi a unor temperaturi ridicate înainte de turbină (caracteristice ITG din noua generaţie) [2].

ITG cu aer umidificat (ciclul HAT)

Deşi denumirea acestei instalatii este **ITG cu aer umidificat (HAT: Humid Air Turbine"),** în realitate este vorba despre un ciclu combinat gaze-abur, asemănător cu ciclul STIG. Această filieră se află în faza de studiu.

Schema de principiu a instalaţiei HAT este prezentată în figura 6. Ciclul HAT se aseamănă cu ciclul STIG prin faptul că la ambele :

- se urmăreşte creşterea performanţelor unei ITG prin injecţie de abur în camera de ardere;
- adaosul de apă în circuit este de 100% (agentul apă - abur evoluează în circuit deschis).

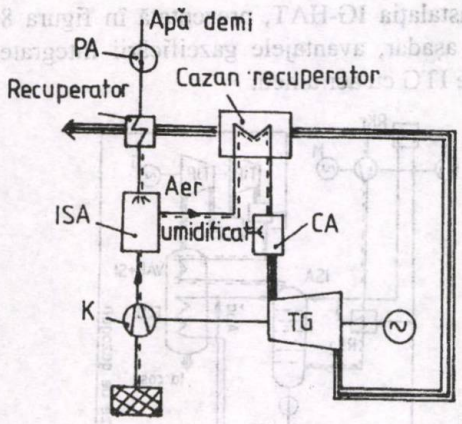


Fig.6. Schema de principiu a instalaţiei HAT .

În acelaşi timp, ciclul HAT se deosebeşte de ciclul STIG prin următoarele aspecte :

- la HAT apa este folosită pentru umidificarea aerului la ieşirea din compresor, deci înainte de intrarea în camera de ardere; la ciclul STIG aburul produs de cazanul recuperator era injectat direct în camera de ardere;
- înainte de a fi pulverizată în aerul comprimat în instalaţia de saturare a aerului (ISA), apa este preîncălzită în recuperatorul de căldură din gazele de ardere care joacă rol de economizor, ECO JT (recuperator de joasă temperatură); randamentul global al ciclului creşte faţă de un ciclu similar STIG, dar temperatura gazelor de ardere la coş este limitată de temperatura de rouă, fapt care limitează la rândul său recuperarea de căldură de joasă temperatură;
- aerul umidificat este încălzit într-un cazan recuperator (recuperare de înaltă temperatură, IT) şi apoi introdus în camera de ardere; aceasta duce la creşterea randamentului global, deci la un consum specific de combustibil mai scăzut în camera de ardere decât la un ciclu STIG cu aceeaşi putere la bornc.

În continuare se prezintă variantele mai complexe ale ciclului HAT [8] aflate în fază de studiu.

În figura 7 se prezintă schema unei instalaţii HAT cu ITG cu compresie fracţionată şi răcire intermediară.

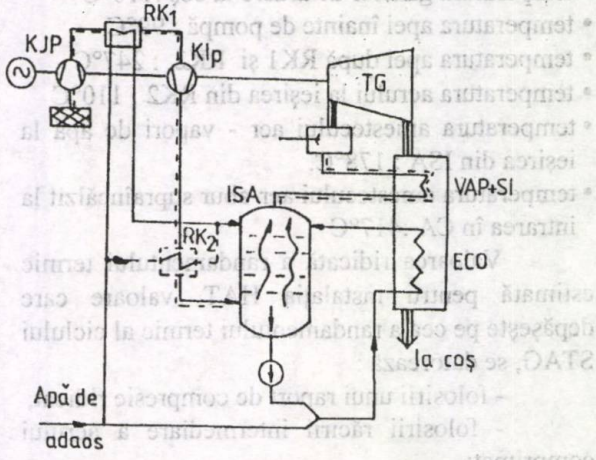


Fig.7. Schema instalaţiei HAT cu ITG cu compresie fracţionată şi răcire intermediară.

Această instalaţie se caracterizează printr-un raport de compresie ridicat, apropiat de cel optim din punctul de vedere al randamentului termic. Soluţia, caracterizată printr-un randament termic ridicat, se pretează la adaptarea ITG provenind din motoare de aviaţie.

Spre deosebire de ITG cu comprimare în trepte şi răcire intermediară, soluţia de faţă propune realizarea recuperării căldurii cedate la răcitoarele intermediare ale aerului, prin încălzirea apei demineralizate folosite la saturarea aerului.

Economizorul ECO al cazanului recuperator duce, prin coborârea temperaturii gazelor de ardere la coş, la creşterea gradului de recuperare a căldurii din acestea.

După ce străbate în paralel răcitoarele RK1 şi RK2, apa este pulverizată în ISA în fluxul de aer ce iese din compresor. Rezultă un amestec de aer şi vapori de apă saturaţi, care străbate apoi vaporizatorul şi supraîncălzitorul cazanului recuperator. La ieşirea din supraîncălzitor avem de-a face cu un amestec de aer şi abur supraîncălzit, ca şi la ciclul STIG.

În continuare sunt prezentate valorile temperaturilor în punctele caracteristice ale schemei de mai sus, pentru o instalaţie HAT care foloseşte drept combustibil gaz natural ce arde la o presiune de 36 bar, obţinându-se un randament electric net ridicat, de 55,5% [9] :

- temperatura aerului atmosferic : 15°C
- temperatura ISO înainte de turbina cu gaze :1170°C
- temperatura gazelor de ardere la eşaparea din turbina cu gaze : 458°C
- temperatura gazelor de ardere la coş :110°C
- temperatura apei înainte de pompă : 99°C
- temperatura apei după RK1 şi RK2 : 247°C
- temperatura aerului la ieşirea din RK2 : 110°C
- temperatura amestecului acr - vapori de apă la ieşirea din ISA : 178°C.
- temperatura amestecului aer-abur supraîncălzit la intrarea în CA :417°C

Valoarea ridicată a randamentului termic estimată pentru instalaţia HAT, valoare care depăşeşte pe cea a randamentului termic al ciclului STAG, se datorează :

- folosirii unui raport dc compresie ridicat;
- folosirii răcirii intermediare a aerului comprimat;
- recuperării căldurii atât a aerului comprimat răcit intermediar, cât şi a gazelor de ardere eşapate din turbina cu gaze.

Trebuie menţionat că, spre deosebire de ciclul STAG, la HAT circuitul agentului de lucru (aer - gaze de ardere plus apă - abur supraîncălzit) este deschis, deci randamentul termic nu depinde de valoarea presiunii de condensare a aburului.

Din punctul de vedere al impactului asupra mediului, se poate spune că emisiile de NO_X se reduc simţitor la ciclul HAT, datorită umidităţii ridicate a aerului de ardere.

Studiile efectuate de EPRI (Electric Power Research Institute), California, SUA, asupra modificării unei ITG derivate din aviaţie, tip FT400, într-o instalatie HAT au relevat următoarele [8] :

- raportul optim de compresie ar trebui să fie de 35 (plus sau minus 5);
- spre deosebire de ITG existente, la care debitul masic de aer este aproximativ egal cu cel de gaze de ardere, la ITG adaptată pentru ciclul HAT debitul masic de gaze de ardere devine mai mare decât cel de aer, datorită prezenţei vaporilor de apă; aceasta duce la necesitatea reproiectării evazării turbinei.

De asemenea, EPRI dezvoltă în colaborare cu firma Westinghouse un program de cercetare ce are drept scop adaptarea unei ITG "heavy-duty" la funcţionarea în ciclu HAT; pentru această soluţie se aşteaptă însă performanţe mai coborâte, odată ce raportul de compresie este coborât şi nu se folosesc răciri intermediare ale aerului comprimat.

Preocupările în domeniul HAT au fost adâncite în continuare, studiindu-se posibilitatea integrării gazeificării combustibililor solizi într-o astfel de instalaţie, denumită de această dată **IG-HAT** (**I**ntegrated **G**asification-**H**umid **A**ir **T**urbine) [8].

Instalaţia IG-HAT, prezentată în figura 8 combină, aşadar, avantajele gazeificării integrate cu cclc ale ITG cu aer umed.

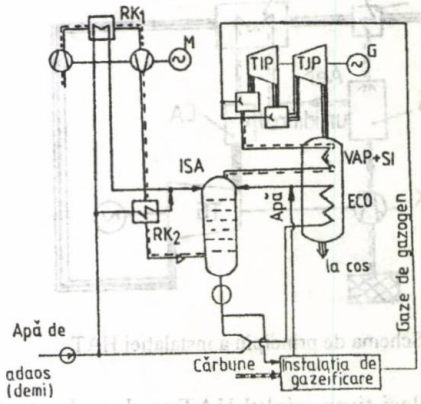


Fig.8. Schema instalaţiei IG - HAT (ITG cu aer umed şi gazeificare integrată).

În comparaţie cu o instalaţie de ciclu combinat gaze - abur cu gazeificare integrată (IGCC), la instalaţia IG-HAT se poate vorbi de cheltuieli de investiţii şi de exploatare mai reduse, întrucât nu mai există instalaţie separată de turbină cu abur, iar agentul de gazeificare - apa - este mai ieftin. In acelaşi timp însă, consumul de apă tratată creşte la IG-HAT (agentul apă-abur evoluează în circuit deschis).

Instalaţia IG-HAT este constituită dintr-o turbină cu aer umed HAT, cu compresie fracţionată şi răcire intermediară, la care se adaugă o instalaţie de gazeificare ce foloseşte drept agent de gazeificare o parte din apa pulverizată în ISA, care nu a folosit la saturarea aerului în ISA.

Gazul de gazogen rezultat arde în două trepte, destinderea gazelor de ardere în turbina cu gaze fiind fracţionată. Alături de răcirea intermediară a aerului comprimat, arderea în trepte şi destinderea fracţionată a gazelor de ardere duc la mărirea performanţelor ITG (putere, randament termic).

În ceea ce priveşte emisia de substanţe poluante, prin curăţirea gazelor de ardere cu ajutorul metodelor care se aplică şi la ciclul IGCC, se reduc extrem de mult emisiile de SO_2 . In plus, datorită umidităţii ridicate a aerului de ardere, se estimează că emisiile de NO_X vor fi extrem de coborâte.

O altă aplicaţie a ITG cu aer umed este prezentată în figura 9 şi este cunoscută sub denumirea de instalaţie **CASH** (**C**ompressed - **A**ir **S**torage -**H**umidification) [8]. Acest ciclu combină avantajele HAT cu cele ale ciclului ITG cu stocare subterană de aer comprimat (**CAES**: **C**ompressed **A**ir **E**nergy **S**torage), ducând la scăderea investiţiei specifice şi la îmbunătăţirea flexibilităţii în exploatare a centralelor electrice.

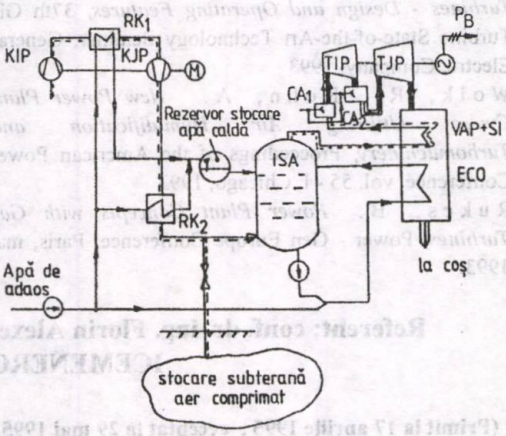


Fig.9. Schema instalaţiei CASH (ITG cu aer umed şi stoparea subterană a aerului comprimat) .

Din figura 9 se observă că instalaţiei HAT cu răcire intermediară a aerului comprimat şi destindere în trepte a gazelor de ardere i se adaugă în schema CASH un rezervor de apă caldă pentru pulverizare în ISA, precum şi un rezervor de stocare subterană a aerului comprimat.

Particularitatea ciclului CASH constă în faptul că, în timp ce compresorul, antrenat de un motor, funcţionează numai pe perioada golului de noapte, trimiţând aerul comprimat în rezervorul de stocaj, turbina cu gaze funcţionează permanent. Aşadar, pe perioada golului de noapte, motorul **M** al compresorului primeşte energie electrică de la bornele generatorului **G** al turbinei cu gaze. In restul timpului generatorul furnizează în reţea întreaga energie electrică produsă, antrenarea compresorului nemaifiind necesară, întrucât se foloseşte aerul comprimat stocat în rezervorul subteran.

Raportul între puterea furnizată de turbina cu gaze şi cea consumată de compresor creşte faţă de cel de la o ITG obişnuită, sau chiar faţă de cea a unei instalaţii CAES similare. Aceasta se datorează măririi debitului de gaze de ardere şi creşterii căldurii specifice a gazelor de ardere prin umidificarea aerului de ardere.

Integrând o instalaţie de gazeificare a cărbunelui într-o centrală electrică de tip CASH (aşa cum se arată în figura 10) se obţin avantaje nete faţă de instalaţiile de ciclu combinat cu gazeificare, IGCC. Cel mai mare câştig al acestei filiere propuse, denumite **IG-CASH**, este acela că, pentru o putere electrică dată, instalaţia de gazeificare capătă dimensiuni mai reduse, ieftinindu-se implicit (ca agent de gazeificare se foloseşte apa).

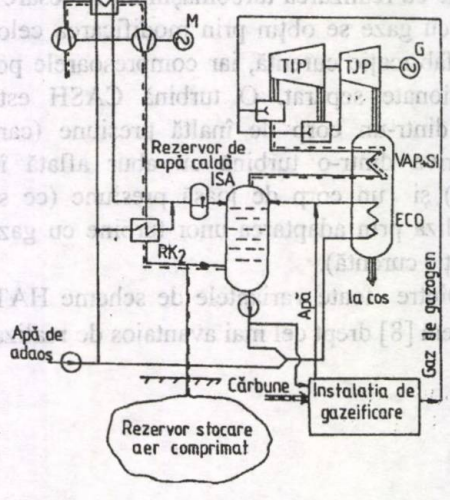


Fig. 10. Schema instalaţiei IG-CASH (ITG cu aer umed, stocare subterană a aerului comprimat şi gazeificare integrată).

Se estimează un preţ de cost al kilowatt-ului instalat într-o centrală IG-CASH de 1000 - 1150 $/kWi, în timp ce pentru o centrală IGCC cheltuielile de investiţie se ridică la 1300 - 1500 $/kWi [8].

Mai mult, a fost introdus conceptul de **CASHING,** care se referă la o centrală electrică alcătuită dintr-o instalaţie IG-CASH şi una CASH.

Prin adăugarea la instalaţia IG-CASH a unei turbine cu gaze funcţionând în schema CASH, cu combustibil natural, costul unui kilowatt instalat scade simţitor, întrucât grupul CASH foloseşte facilităţi deja existente în centrala IG-CASH (precum compresorul şi rezervorul de stocare subterană a aerului).

Turbina cu gaze funcţionând pe gaz natural lucrează la vârf de sarcină, în timp ce grupul IG-CASH poate lucra în regim de semibază sau semivârf.

Două aspecte sunt extrem de interesante:

- instalaţiile de stocare a aerului comprimat, care sunt obişnuite în cazul rafinăriilor de exemplu, dar aplicarea lor în condiţiile unei presiuni ridicate a aerului reprezintă o extensie a practicii curente şi trebuie studiată;

- adaptarea turbinelor de gaze/abur la funcţionarea în ciclu CAES sau CASH; întrucât folosirea stocării aerului nu mai presupune o curgere continuă a fluidului de lucru (aer - gaze de ardere) prin compresor şi turbină, se elimină problemele ridicate de "potrivirea" celor două echipamente, probleme existente la realizarea ciclului HAT. Aceasta micşorează substanţial cheltuielile cu realizarea turbomaşinilor necesare : turbinele cu gaze se obţin prin modificarea celor aflate în fabricaţie curentă, iar compresoarele pot fi achiziţionate separat. O turbină CASH este alcătuită dintr-un corp de înaltă presiune (care poate deriva dintr-o turbină cu abur aflată în fabricaţie) şi un corp de joasă presiune (ce se poate realiza prin adaptarea unor turbine cu gaze în fabricaţie curentă).

Dintre toate variantele de scheme HAT, se consideră [8] drept cel mai avantajos de realizat schema CASHING. Această soluţie se impune prin cheltuielile de investiţii foarte reduse, cheltuieli cu combustibilul scăzute şi printr-o mare "insensibilitate" la variaţia preţului gazului natural.

BIBLIOGRAFIE

[1] Dinculescu, C., Dănilă, N., Pimsner V. *Analiza termodinamică a schemelor centralelor electrice* , Editura Academiei, Bucureşti, 1967

[2] Cheng, Dah Y. *Regenerative Parallel Compound Dual Fluid Heat Engine*. United States Patent, febr. 1981

[3] Kreitmeier, F., Frutschi, H. U. - *Economic Evaluation of Methods for NO_x Reduction in Gas Turbines*. In: VGB Kraftwerks technik 3 / 91

[4] Davis, L. B. *Dry Low NO_x Combustion Systems for GE Heavy Duty Gas Turbines, GER - 3568D*, 37th GE Turbine State-of-the-Art Technology Seminar, General Electric Company, 1993

[5] Horlock, J. H. *Combined Power Plants*. Pergamon Press, 1992

[6] Dupleac, M. *Stadiul actual şi perspectivele dezvoltării ciclurilor combinate gaze - abur*, referat de doctorat, martie 1995

[7] Horner, M. W. - *GE Aeroderivative Gas Turbines - Design and Operating Features*, 37th GE Turbine State-of-the-Art Technology Seminar, General Electric Company, 1993

[8] Wolk, R., Kohn, A. *New Power Plant Cycles Utilising Air Humidification and Turbomachinery*, Proceedings of the American Power Conference, vol. 55 - I, Chicago, 1993

[9] Rukes, B. *Power Plant Concepts with Gas Turbines*, Power - Gen Europe Conference, Paris, mai 1993.

Referent: conf. dr. ing. Florin Alexe- ICEMENERG

(Primit la 17 aprilie 1995 , acceptat la 29 mai 1995)

EFICIENŢA ENERGETICĂ ÎN MAREA BRITANIE

În majoritatea ţărilor dezvoltate, preocuparea pentru creşterea eficienţei utilizării energiei în toate domeniile a devenit justificată şi din punct de vedere economic după ce s-a constatat că preţul combustibililor superiori (petrol şi gaze) va rămâne ridicat pentru o lungă perioadă de timp. Acest lucru a devenit evident la sfârşitul deceniului al şaptelea, iar primele acţiuni în vederea contracarării efectelor creşterii preţului energiei s-au făcut simţite după anul 1980. Concomitent cu creşterea preţurilor începe să se extindă preocuparea pentru protecţia mediului înconjurător şi pentru epuizarea previzibilă a rezervelor de combustibili fosili (pentru care nu s-a găsit nici în prezent o soluţie alternativă convenabilă).

Deşi Marea Britanie dispune de petrolul din Marea Nordului şi are din acest motiv o balanţă energetică excedentară, preocuparea pentru economisirea energiei în toate domeniile de activitate (industrial, comercial, public, transporturi, casnic) a constituit o prioritate la nivel naţional şi a devenit ţinta eforturilor agenţiei guvernamentale de profil (Energy Efficiency Office).

EEO dispune de numeroase mijloace de informare cu grad mare de penetrare în toate mediile, precum şi de capacitate de consultanţă şi chiar de sprijin financiar, prin care poate veni în ajutorul consumatorilor de orice calibru care doresc să întreprindă ceva în vederea reducerii consumului de energie şi, în acest fel, şi a ponderii cheltuielilor cu energia în cheltuielile totale de producţie. Biroul coordonează activitatea de cercetare aplicativă în domeniu pentru sectorul consumatorilor de energie, fiind independendent în raport cu Departamentul Energiei, deci în raport cu guvernul Marii Britanii.

Finanţat pe baza unor contracte cu guvernul, EEO poate finanţa la rândul său proiecte pilot, considerate reprezentative pentru o anumită ramură sau subramură industrială sau pentru oricare altă sferă de activitate. De regulă, EEO contribuie numai cu o parte din costul total al investiţiei, parte care este cu atât mai mare cu cât investiţia este mai riscantă din punctul de vedere al investitorului privat (dar care nu depăşeşte, în general, 30 %).

EEO urmăreşte îndeaproape realizarea proiectului, înregistrând toate evenimentele considerate a fi de interes general (monitorizând desfăşurarea întregii acţiuni). După o perioadă reprezentativă de funcţionare experimentală, rezultatele tehnice şi, mai ales, cele economice, însoţite de un scurt istoric al întregii acţiuni , sunt date publicităţii tot prin intermediul publicaţiilor EEO-ETSU sau EEO-BRECSU, disponibile pe bază de comandă pentru oricine este interesat.

În acest fel, o soluţie tehnică eficientă, un echipament sau o concepţie nouă de exploatare pot fi preluate în termen scurt şi de alte companii având acelaşi domeniu de activitate, amplificând în acest fel efectul pozitiv al proiectului.

Unul dintre proiectele cu caracter general promovate de către EEO şi aplicabile practic în orice domeniu al consumului de energie este gestiunea energetică informatizată a unui ansamblu de instalaţii consumatoare (instalaţie tehnologică , uzină, clădire).

Primele încercări s-au făcut după 1982. Rezultatele foarte bune obţinute prin implementarea sistemului în diverse cazuri, popularizate prin publicaţiile EEO, au dus la generalizarea acestui sistem în industrie, comerţ şi alte sectoare. Acumularea experienţei astfel câştigate a permis structurarea unei concepţii privind eficienţa utilizării energiei în toate domeniile de activitate, concepţie bazată pe legile economiei de piaţă şi pe nivelul tehnologic ridicat din Marea Britanie.

Această concepţie constă în analize energetice pe bază de bilanţ ale obiectivului, urmate de un prim set de măsuri de eficientizare, care nu implică cheltuieli prea mari. Din economiile astfel obţinute se poate finanţa un al doilea set de măsuri, mai costisitoare şi aşa mai departe. Condiţia primordială este ca economia de energie să nu devină un scop în sine, ci un mijloc de reducere a cheltuielilor de producţie, transport şi desfacere a produsului finit.

Finalizarea unui astfel de proiect presupune eforturi nu numai de ordin material, ci şi de ordin spiritual. Fără motivarea întregului personal, eforturile materiale (care sunt de altfel şi cele mai costisitoare) nu au consecinţele dorite. Motivarea este o problemă de natură socio-psihologică şi presupune mai întâi educarea personalului pe întreaga scară ierarhică, începând cu nivelurile inferioare şi terminând cu conducerea companiei.

Constituind o realizare în care Marea Britanie deţine primul loc în lume, experienţa acumulată în acest domeniu, disponibilă sub forma publicaţiilor EEO şi a unor reviste de specialitate (Energy Manager), ar putea constitui un exemplu de urmat şi pentru ţara noastră.

O parte din materialele disponibile pe această temă pot fi consultate la Catedra de Centrale Electrice, Facultatea de Energetică, Universitatea "Politehnica" Bucureşti. Ele au fost procurate cu ajutorul Consiliului Britanic, care a sponsorizat un schimb de experienţă între Universitatea "Politehnica" şi Universitatea Kingston din Marea Britanie.

dr. ing. CRISTIAN RĂDUCANU - Universitatea "Politehnica" Bucureşti, Facultatea de Energetică

ERATĂ. În nr. 3 din seria A, p.153 s-a omis textul de mai jos:

(continuare din nr. 3 seria A, p. 153)

Opportunities for Combined Heat and Power in Europe (Perspectivele sistemelor de producere combinată de energie electrică şi termică în Europa) - MDIS Publications Ltd, Anglia, sept. 1994, 154 p.

În capitolul următor sunt prezentate sistemele de cogenerare, în raport cu preocupările la nivelul Uniunii Europene şi nu numai, pentru conservarea şi protecţia mediului înconjurător prin reducerea emisiilor poluante. Este cunoscut, şi dovedit de multă vreme prin aplicaţiile practice existente, că sistemele de cogenerare, prin combustibilul predominant utilizat (gazele naturale) sunt tehnologii de conversie a energiei cu emisii mai reduse de CO, SO_2 şi NO_x . Pornind de la această constatare, autorul enumeră o serie de posibilităţi de intervenţie, în direcţia reducerii suplimentare a emisiilor poluante, asupra echipamentelor de antrenare (consumatoare de combustibili) din componenţa instalaţiilor de cogenerare.

Urmează o serie de aprecieri şi comentarii privitoare la creşterea consumului de energie pe plan european şi la posibilităţile de asigurare şi de limitare a acestuia, în final demonstrându-se justeţea unei atitudini favorabile faţă de implementarea sistemelor de cogenerare.

Autorul face, de asemenea, o paralelă între evoluţia pe termen mediu (până în 2005) a cererii de energie în Europa, faţă de cererea pe plan mondial. În concluzie, trebuie avută în vedere o creştere până în anul 2005 a consumului mondial de energie primară cu peste o treime faţă de nivelul anului 1990, la care contribuie şi ţările europene începând cu anul 1995, când se va ajunge, conform prognozelor elaborate de specialişti, la valoarea de 11,141 Mtep/an (468 PJ/an).

Faţă de valoarea prognozată a consumului mondial de energie primară la nivelul anului 2005, sunt prezentate, de data asta, numai pentru ţările Uniunii Europene, scenariul şi prognoza pe acelaşi interval de timp şi cu diferenţe procentuale pentru consumul de energie primară, structura producţiei de energie electrică repartizată pe tipuri de combustibili şi evoluţia preţurilor acestora.

Autorul conchide, în această primă parte a cărţii că, pe termen lung, scenariul prezentat este favorabil dezvoltării sistemelor de cogenerare bazate mai ales pe arderea gazelor naturale, iar creşterea prognozată, pentru următorii 10 ani, a cererii de energie în Europa ar putea fi în parte preluată de acestea.

A doua parte a cărţii prezintă câteva aplicaţii practice ale sistemelor de cogenerare la diferite categorii şi mărimi de consumatori, şi anume: un complex de odihnă (Anglia), un hotel de mărime medie cu 270 paturi + piscină (Anglia), o bancă din Dusseldorf (Germania), o staţie de epurare a reziduurilor urbane de mărime medie (Anglia), un spital cu 1000 paturi (Spania), o întreprindere de produse chimice şi farmaceutice (Anglia) şi o staţie de incinerare (Anglia). Sunt prezentate de asemenea, ca studii de caz, o instalaţie de cogenerare pe turbine cu gaze şi performanţele ei pe termen lung, o schemă de instalaţie de cogenerare cu ciclu combinat bazat pe turbina cu gaze, precum şi sistemul de alimentare centralizată cu energie electrică şi termică (sistem de termoficare) realizat la Helsinki, în Finlanda care, în rândul ţărilor Uniunii Europene, prezintă cel mai mare procent de penetrare a termoficării. 80 % din căldura distribuită la Helsinki provine din producerea combinată a energiei electrice şi termice pe piaţa cererii locale.

În cea de-a treia parte a cărţii, şi ultima, autorul prezintă, pentru un număr de 14 ţări din cadrul Uniunii Europene, informaţii asupra nivelului actual de activitate şi preocupările viitoare pentru implementarea sistemelor de cogenerare. Acestea sunt descrise în contextul politicii energetice şi de protecţie a mediului, a situaţiei industriei de producere de gaze şi energie electrică, factori principali care influenţează dezvoltarea şi penetrarea sistemelor de cogenerare.

Dintre ţările analizate, Danemarca şi Finlanda se remarcă prin cel mai mare procent de acoperire a necesarului de energie electrică prin sisteme de cogenerare (circa 50 % în Danemarca şi respectiv 27 % în Finlanda).

La polul opus se află Franţa, care duce o politică de creştere a capacităţii naţionale de producere de energie electrică, preponderent fără cogenerare, în ideea de a deveni exportatorul principal de electricitate într-o reţea europeană unificată de înaltă tensiune.

"Profilele" schiţate furnizează doar o imagine generală şi condensată a unor pieţe energetice dinamice şi complexe. De asemenea, statisticile privitoare la piaţa sistemelor de cogenerare au fost procurate din surse guvernamentale sau alte surse publice şi pot diferi considerabil faţă de sursele locale. Informaţii suplimentare pot fi obţinute din sursele menţionate de autor la sfârşitul fiecărui "profil" prezentat.

Cartea **"Opportunities for Combined Heat and Power in Europe"**, structurată mai degrabă ca un raport de specialitate la nivel european, este foarte utilă specialiştilor români în domeniu, dată fiind situaţia României de ţară cu economia în curs de dezvoltare, cu perspectiva unei creşteri serioase a cererii de energie, ce va trebui asigurată nu oricum, ci prin tehnologii de conversie cu eficienţă mărită şi cât mai puţin poluante, pentru a atinge cât mai rapid nivelul ţărilor occidentale din punctul de vedere al eficienţei energetice şi al protecţiei mediului.

ing. MARINA ANDRIAN
ICEMENERG

P.S. Lucrarea recenzată poate fi consultată la bibliotcca ICEMENERG.

CONTENT

Special Issue: Thermo-dynamic conversion system by gas turbines and steam-gas combined cycles

ANTON ROŞU: Round Table, 15 May 1995 159

FLORIN ALEXE, ANTON ROŞU, MIHAELA POPESCU, SILVIA LIGDA: Technical and economic efficiency of the retrofitting solutions by gas-steam combined cycles 160-167

ION SOTIR DUMITRESCU, VICTOR ATHANASOVICI : Energy efficiency indicators of the congeneration cycles by gas turbines 168-174

GEORGE DARIE, COSTIN MOŢOIU, ILIE PRISECARU: Modelling the gas facility behaviour under unrated regimes 175-180

FLORIN ALEXE, ANTON ROŞU, MIHAELA POPESCU, DANA CANEA, MARIAN VLĂDESCU: Retrofitting the town cogeneration power plants by changing the operation to gas-steam combined cycle 181-186

ELISABETA PĂSCULETE: Integration of gasification in a combined cycle for electricity generation 187-195

MIHAELA DUPLEAC: Fluid Mixture gas turbine facilities 196-204

NEWS

CRISTIAN RĂDUCANU: Energy efficiency in Great Britain 205

ENERGY WORLDWIDE 174

INHALT

Sonderausgabe: "Die thermodynamische Konversion mit Gasturbinen und Dampf-Gas-Kombizyklen"

ANTON ROŞU: Gespräch am Runden Tich von 15.Mai 1995 159

FLORIN ALEXE, ANTON ROŞU, MIHAELA POPESCU, SILVIA LIGDA: Die technisch - ökonomische Effizienz der Lösungen zur Rehabilitierung aufgrund von Dampf-Gas-Kombiverfahren 160-161

ION SOTIR DUMITRESCU, VICTOR ATHANASOVICI: Kennwerte der energiewirtschaftlichen Effizienz der Fernwärmeerzeugung mit Gasturbinen 168-174

GEORGE DARIE, COSTIN MOŢOIU, ILIE PRISECARU: Die Modellierung des Verhaltens von Gasturbinenanlagen bei den von Nennparametern abweichenden Fahrweisen 175-180

FLORIN ALEXE, ANTON ROŞU, MIHAELA POPESCU, DAN CANEA, MARIAN VLĂDESCU: Die Rehabilitierung städtischer Heizkraftwerke durch den Übergang zum Betrieb im Gas-Dampf-Kombiverfahren 181-186

ELISABETA PĂSCULETE: Die Integration der Vergasung im Rahmen der Stromerzeugung in einem Kombiverfahren 187-195

MIHAELA DUPLEAC: Gasturbinenanlagen mit Flüssigkeitsgemisch 196-204

INFORMATION

CRISTIAN RĂDUCANU: Die energiewirtschaftliche Effiziez in Großbritannien 205

DIE ENERGIEWIRTSCHAFT WELTWEIT 174

SOMMAIRE

Numéro spécial "Le sisteme de conversion termodynamique avec turbines a gaz et avec cycles combinés vapeur-gaz"

ANTON ROŞU: Table ronde, 15 Mai 1995 159

FLORIN ALEXE, ANTON ROŞU, MIHAELA POPESCU, SILVIA LIGDA: L'efficience technique économique des solutions de réhabilitation a cycles combinés gaz-vapeur 160-167

ION SOTIR DUMITRESCU, VICTOR ATHANASOVICI: Estimateurs d'efficence énergétique des cycles de cogénération avec turbines a gaz 168-174

GEORGE DARIE, COSTIN MOŢOIU, ILIE PROSECARU: La modélisation du comportement des installations a gaz en régimes non nominaux 175-180

FLORIN ALEXE, ANTON ROŞU, MIHAELA POPESCU, DANA CANEA, MARIAN VLĂDESCU: La réhabilitation des centrales de cogénération urbaines par le passage au fonctionnement en cycle combiné gaz-vapeur 181-186

ELISABETA PĂSCULETE: L'intégration de la gasification dans un cycle combiné pour produire l'électricité 187-195

MIHAELA DUPLEAC: Installations de turbines a gaz avec mélange de fluides 196-204

INFORMATIONS

CRISTIAN RĂDUCANU: L'efficience énergétique dans la Grande Bretagne 205

L'ENERGIE DANS LE MONDE 174

СОДЕРЖНИЕ

Спсциальный номер: "Система теплодинамической конверсии газовыми турбинами с комбинированным парогазовом циклом"

АНТОН РОШУ: Бесега за круглым столом 15 Мая 1995 159

ФЛОРИН АЛЕКСЕ, АНТОН РОШУ, МИХАЕЛА ПОПЕСКУ, СИЛВИЯ ЛИГДА: Технико-экономическая эффективность решений реконструкции с комбинированным парогазовом циклом 160-167

ИОН СОТИР ДУМИТРЕСКУ, ВИКТОР АТХАНАСОВИЧ: Показатели энергетической эффективности теплофикационных циклов (когенерирования) с газовыми турбинами 168-174

ДЖЕОРДЖЕ ДАРИЕ, КОСТИН МОЦОЮ, ИЛИЕ ПРИСЕКАРУ: Моделирование поведения газовых установок в неноминальных режимах 175-180

ФЛОРИН АЛЕКСЕ, АНТОН РОШУ, МИХАЕЛА ПОПЕСКУ, ДАНА КАНЕА, МАРИАН ВЛЭДЕСКУ: Реконструкция и модернизация городских ТЭЦ переходом к работе с комбинированным парогазовом циклом 181-186

ЕЛИСАБЕТА ПЭСКУЛЕТЕ: Применение газификаии в комбинированный цикл для производства электроэнергии 187-195

МИХАЕЛА ДУПЛЕАК: Газотурбинные установки со смесью жидкостей 196-204

ИНФОРМАЦИЯ

КРИСТИЫН РЭДУКАНУ: Энергетическая эффективность в Великобритании 205

ИЗ МИРОВОЙ ЭНЕРГЕТИКИ 174

Înfiinţată în 1972 sub denumirea Electroexportimport

ELECTRA TRADING S.A.

export-import

Bucureşti, Calea Victoriei nr. 216 Telex: 11388
Tel.: 650.26.16 - 659.58.19; Fax: 312.97.06 - 312.47.78

Specializată în export şi import de mărfuri generale: motoare electrice, cabluri şi conductori electrici, transformatoare de putere, aparataj de joasă, medie şi înaltă tensiune, echipamente de sudură, grupuri electrogene şi generatoare electrice, tehnică hidropneumatică, optică, echipamente de multiplicat prin fotocopiere, aparatură şi instrumentar medical, motorete-biciclete, televizoare, casetofoane, aparate video, combine muzicale etc.

Specialized in exportation of general goods: electric motors, electric cables and conductors, power transformers, low, medium and high voltage equipment, welding equipment, generator sets and electric generators, fluid power products, optical equipment, photocopying equipment, medical equipments and instruments, motorcycles and bicycles, TV sets, cassette-recorders, home-use, video sets, HI-FI systems, etc.

● ÎN ATENŢIA AUTORILOR DE LUCRĂRI PENTRU REVISTA «ENERGETICA»

– Extras din Regulamentul de funcţionare* a revistei «ENERGETICA» –

Art. 27. Redacţia este angajată într-o relaţie cu autorul (autorii) unei lucrări, din momentul depunerii şi înregistrării acesteia. Din acelaşi moment, se consideră implicit că autorul (autorii) este (sunt) de acord cu prevederile Regulamentului de funcţionare a revistei, precum şi cu alte norme aprobate de Colegiul de redacţie sau de Biroul de redacţie. Redacţia revistei analizează, cu ajutorul specialiştilor colegiului, conţinutul lucrării şi decide, prin aprobarea redactorului-şef, fie publicarea în revistă, fie înapoierea acesteia pentru refacere, fie neacceptarea publicării acesteia. Lucrarea se prezintă în două exemplare, din care unul se păstrează ca martor în redacţie, iar al doilea circulă pentru recenzare, pentru eventuale modificări etc.

Martorul se păstrează în redacţie doi ani de la publicare, după care se distruge sau se înapoiază autorilor la cererea lor.

---

* Autorii de lucrări sunt rugaţi să consulte forma integrală a Regulamentului de funcţionare a revistei noastre, în care sunt cuprinse şi alte prevederi importante.

Romania
RENEL
Romanian Electricity Authority

ICEMENERG
ENERGY RESEARCH AND
MODERNISING INSTITUTE
8, Energeticienilor Blvd.
79619 Bucharest 3 - Romania
fax: (401) 321 10 10; phone: (401) 321 32 41
email: srcti @cci.vsat.ro

For over 35 years of experience ICEMENERG - RENEL turned to be the Romanian leader in all energy services

* ***R&D and demonstration projects***
* ***Nation-wide energy and environmental issues***
* ***Certifying and testing of industrial equipment and appliances***

ICEMENERG is your credible partner in:

* *energy policies and forecasts*
* *energy-related environmental issues*
* *clean energy technologies*
* *quality engineering and surveillance*
* *complete knowledge of RENEL endowment and needs*
* *a large spectrum of engineering and consulting services, audits, inspections and studies*
* *a wide range of specific equipment and components for power applications*

POWER SYSTEMS

* *refitting works with own expertise and technologies*
* *maintenance technologies and materials*
* *a wide range of tests and measurements*
* *commissioning of power plants and substations*

OTHER ENERGY PROJECTS

* *capitalisation of renewables*
* *DSM projects*

* *consultancy and engineering;*
* *hydrometry systems*
* *warranty and commissionig tests*
* *operation tests and measurements (thermovision)*
* *generator excitation systems - manufacturing and expertise*
* *turbine control systems*
* *noise dampers*

The works carried out in Romania and abroad consolidated the prestige of ICEMENERG.

E 2039

5 ENERGETICA

SERIA A

ICEMENERG

e

SEPTEMBRIE - OCTOMBRIE 1995

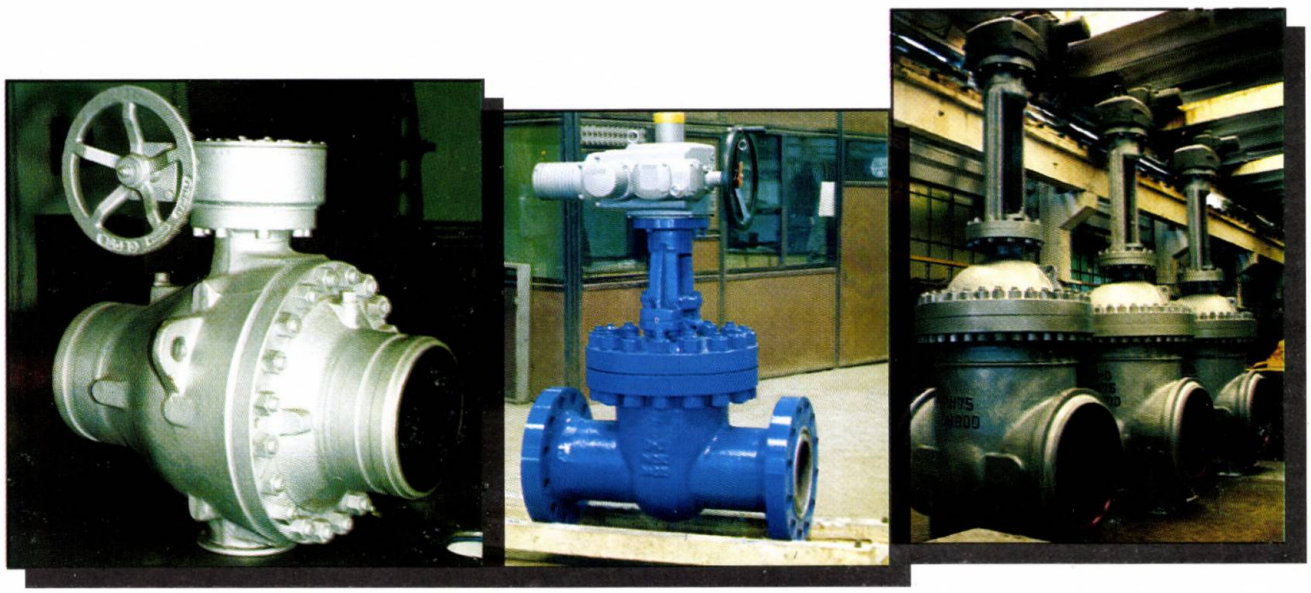
ARIO, *partenerul utilizatorilor de armături energetice*

Producător consacrat de robinete industriale din oţel destinate cu precădere industriei energetice, societatea noastră oferă o gamă tipodimensională variată precum robinete cu sertar PN 16-250, DN 50-1200, robinete cu ventil PN 16-64 DN 40-300, robinete de reţinere cu ventil PN 16-64 DN 40-300, robinete de reţinere cu clapă PN 16-64 DN 50-600, robinete cu sferă PN 16-64 DN 100-500.

În ceea ce priveşte gama dimensională dorim să subliniem exclusivitatea pe care o deţinem în fabricarea armăturilor mari (presiune şi diametre) datorită tehnologiei deosebite pe care o avem.

Proiectate după cele mai moderne metode CAD şi analiza cu elemente finite, produsele noastre se caracterizează printr-o greutate redusă şi un ridicat randament energetic. S-au avut în vedere atât recomandările STAS 7076-82 respectiv STAS 2250-80 cât şi specificitatea procesului energetic de producere a aburului precum temperatura ridicată a fluidului, presiunea şi viteza mare de circulaţie a acestora, asigurarea debitului.

Pentru reducerea coeficientului de pierdere de sarcină ξ_1 s-au proiectat forme geometrice interioare corespunzătoare (determină hotărâtor valoarea coeficientului de pierdere locală) şi cu rugozităţi minime. În ceea ce priveşte anvelopa (corp, capac, organe de asamblare, presgarnitură) aceasta se execută din oţel carbon pentru temperatură ≤ 450 °C respectiv oţel aliat pentru temperatură ≤ 500; 550 °C. Organul de obturare este proiectat funcţie de creşterea presiunii de lucru, începând cu sertar până monobloc, flexibil sau paralel extensibil respectiv ventil simplu sau cu descărcare.



Pentru o deplină integrare a robinetelor în instalaţiile indigene de profil s-a calculat o durată de viaţă a anvelopei sub presiune de 10-30 de ani.

Producţia este integrată în proporţie de 90%, favorizând o fabricaţie eficientă şi de calitate. Robinetele se execută în regim de asigurare a calităţii conform ISO 9001. Începând cu acest an sistemul de asigurare a calităţii este atestat TÜV BAYERN-SACHSEN.

Trecând performanţele constructiv-funcţionale ale robinetelor noastre prin criteriile de alegere a armăturilor energetice (hidraulice, constructiv-tehnologice, eficienţă economică, acţionare, rol funcţional,simplitate în manevrare, simplitate constructivă) precum şi supunerea lor analizei valorii (metodă foarte răspândită în ţările dezvoltate) veţi ajunge la concluzia că "CUMPĂRÂNDU-LE ECONOMISIŢI BANI !"

REFERINŢE

Dată fiind polivalenţa gamei fabricate, multe sectoare ale economiei utilizează armăturile noastre.

Beneficiarul principal este industria energetică produsele noastre echipând multe centrale electrotermice cum ar fi cele de la Suceava, Oradea, Dr. Turnu Severin, Arad, Timişoara, Rovinari, Constanţa, Brăila, Borzeşti, Zalău, Bucureşti sau construcţii hidroenergetice precum canal Dunăre-Marea Neagră, Porţile de Fier, Cernavodă,etc.

TÜV CERT ISO 9001

S.C. **"ARIO"** S.A.
4400 BISTRIŢA
Str. Industriei nr. 10
Tel. 063/250560 Fax. 063/250693
Telex: 37263 - ARIO

E 2039

ENERGETICA

REVISTA DE SPECIALITATE
A ENERGETICIENILOR
DIN ROMÂNIA

ANUL 43 | Nr. 5, SERIA A | SEPTEMBRIE - OCTOMBRIE 1995

ISSN 1220 - 5133

INFORMÁCIÓS KÖNYVTÁR 1963 KÖZPONT ÉS MŰSZAKI ORSZÁGOS

Tehnologii eficiente şi curate
35 de ani de cercetare

Revista ENERGETICA a fost înfiinţată în anul 1953, continuând tradiţia vechilor publicaţii inginereşti care au avut preocupări în domeniul energiei ca, de exemplu:
- Diaru pentru vulgarizarea ştiinţeloru naturale şi fizice (1870 - 1882);
- Buletinul Societăţii Politehnice (1887 - 1944);
- Buletinul Asociaţiei Generale a Inginerilor din România - AGIR (1919 - 1946);
- ENERGIA, editată de ing. Dumitru Leonida (1921);
- Buletinul Asociaţiei Producătorilor şi Distribuitorilor de Energie Electrică - APDE (1932 - 1944);
- Buletinul Institutului Român de Energie - IRE (1933 - 1944)

Opiniile exprimate în articolele publicate în revista ENERGETICA aparţin autorilor acestora.

Orice reproducere integrală sau parţială, prin indiferent ce procedeu, a materialelor apărute în revista ENERGETICA poate fi făcută numai cu aprobarea biroului de redacţie. Sunt autorizate numai citările destinate lucrărilor ştiinţifice şi volumelor în care acestea sunt inserate .

Revista apare alternativ în două serii :
- seria A, care tratează probleme de surse de energie, conversie de energie, poluare a mediului înconjurător, utilizare a căldurii etc.;
- seria B, care tratează probleme electrice, inclusiv ale centralelor electrice, staţiilor electrice, ale liniilor de transport şi distribuţie a energiei electrice , sisteme electroenergetice etc.

Fiecare serie are 6 numere pe an .

CUPRINS

LIANA TURCU, AURELIA STANCIU: Metalografia nedistructivă, metodă pentru expertizarea şi diagnosticarea materialelor din componenţa utilajelor energetice 211 - 218

ANTON ROŞU, LIVIU DRAGOŞ, SIMONA-LOUISE VORONCA, CĂTĂLIN FLUERARU, SILVIA LIGDA: Aplicarea tehnologiei de ardere în strat fluidizat la cazanele energetice româneşti 219 - 222

GEORGE BARBU, MARCELA ROŞU: Utilizarea materialelor plastice în construcţia lagărelor aferente turbinelor hidrogeneratoarelor 223 - 227

ION BĂNICĂ, HORTENSIA MAIORU: Tehnici de eliminare a tensiunilor reziduale din zonele de tranziţie a mandrinării şi sudării ţevilor în plăcile tubulare ale generatoarele de abur - sistem microbilaj 228 - 231

IULIANA NICULAE, MIHAELA LĂZĂRESCU, LIVIA RANCU, CĂTĂLIN STAN, MARIUS BĂDĂNĂU, LAURENŢIU OPREA: Sistem deschis de conducere a proceselor energetice 232 - 236

MIRCEA BELDIMAN: Creşterea eficienţei sistemelor de alimentare cu căldură prin reducerea pierderilor din reţelele de transport şi distribuţie 237 - 244

DAN CONSTANTINESCU: Proceduri de identificare a caracteristicilor termice ale componentelor circuitului secundar în scopul reabilitării energetice a sistemului de încălzire prin termoficare 245 - 253

RECENZIE

LIA BEJUSCU: Raportul grupului de consultanţi Cadogan publicat în MDIS Publications Limited "Power Generation Companies in Europe" 244, 254

EUGENIU PAVEL: N. Leonăchescu " Premise istorice ale tehnicii moderne româneşti" 257

PRIMIM DE LA . . . 255 - 256

INFORMAŢII 257, 258

Our review publishes ADVERTISMENTS for your PRODUCTS, TECHNOLOGIES, SERVICES, etc.

Please, contact us at the address:
Revista ENERGETICA
ICEMENERG, B-dul Energeticienilor nr.8,
Bucureşti III, RO 79619
Phone : (401)322 06 92 ; (401)321 69 66/251
Fax: (401)321 10 10
Telex: 10783

COLEGIUL DE REDACŢIE

BIROUL: dr . ing. Eugeniu PAVEL - preşedinte, redactor-şef; dr. ing. Jean CONSTANTINESCU - redactor-şef adjunct; prof. dr. ing. Dumitru Cezar IONESCU - redactor-şef adjunct; ing. Vasile RUGINĂ - secretar de redacţie; ing. Radu OPINCARU - reprezentant RENEL; ing. Ion CONECINI; ing. VLADIMIR CONSTANTINESCU; prof. dr. ing. Virgil MUŞATESCU ; ing. Dan GHEORGHIU; ing. Nicolae NICULESCU; ing. Mihai NICOLAU - reprezentant ICEMENERG; dr. ing. Ioan GANEA

MEMBRI: conf. dr. ing. Florin ALEXE; ing. Ovidiu APOSTOL; prof. dr. ing. Victor ATHANASOVICI; conf. dr. ing. Adrian BADEA ; prof. dr. ing. Cornel BIANCHI; ing. Paul CARTIANU; ing. Mircea CÂRDU; prof. dr. ing. Dorin CRISTESCU; prof. dr. ing. Nicolae DĂNILĂ; dr. ing.Laurenţiu GOIA; prof dr. ing. Nicolae GOLOVANOV ; prof. dr. ing. Dumitru IVAS; prof. dr. ing Aureliu LECA; dr. ing. Gheorghe LUCA; dr. ing. Magdalena MATEI; ing. Cornel MOŢIU; prof. dr. ing. Costin MOŢOIU ; prof. dr. ing. Constantin NEAGA; prof. ing. Mircea NEMEŞ; conf. dr. ing. Valeriu NISTREANU; ing. Cornel PÂSLARU; prof. dr. ing. Alexandru POEATĂ; dr. ing. Marius POMÂRLEANU; prof. dr. ing. Florin POP; dr. ing. Teodor POPA; dr. ing. Anca POPESCU; ing. Miron POPESCU; conf. dr. ing. Petre POSTOLACHE; dr. ing. Dan Ion PREDOIU; ing. Radu REGMAN; ing. Gabriel ROMAŞCU; ing. Anton ROŞU ; ing. Margarios SALGIAN; ing. Alexandru SĂNDULESCU; ing. Emilian SIMIAN; ing. Cristian TOTOLO; ing. Anton VLĂDESCU

Redactor : Ana Maria CHIVU

Tiparul executat la ICEMENERG

Redacţia şi administraţia: ICEMENERG, B-dul Energeticienilor nr.8, sector 3, CP 79619, Bucureşti
Telefon: (401)322 06 92; (401)321 69 66/251; Telex : 10783; Fax: (401)321 10 10

METALOGRAFIA NEDISTRUCTIVĂ, METODĂ PENTRU EXPERTIZAREA ŞI DIAGNOSTICAREA MATERIALELOR DIN COMPONENŢA UTILAJELOR ENERGETICE

ing. LIANA TURCU, fiz. AURELIA STANCIU*

Lucrarea abordează metoda replicilor metalografice ca tehnică nedistructivă de analiză a materialelor din componenţa utilajelor energetice. Sunt analizate posibilităţile de aplicare a metodei în expertizarea şi diagnosticarea stării metalului, respectiv punerea în evidenţă a abaterilor materialelor în stare "zero" (noi) de la structurile recomandate, precum şi a modificărilor şi defectelor apărute în structura materialelor în timpul funcţionării. Se acordă o importanţă deosebită posibilităţii de apreciere a stării de fluaj prin intermediul porilor de fluaj, în lucrare fiind definite clase de depreciere prin fluaj pentru diverse tipuri de oţeluri.

The paper deals with the metallographic replicas as a non destructive analysis technique of materials necessary to energy equipment. The possibilities to apply the method in making the expertise and the diagnosis of metal condition, as well as to emphasize the material deviations in "zero" condition (new ones) from the structures recommended as well as the modifications and faults occurred in the material structure during operation, are analysed. A particular attention is given to the possibility of considering the creeping condition by means of pores induced by creeping, the paper being aimed at defining the depreciation classes as a result of creeping for different steel types.

Descriptori: metalografie nedistructivă, diagnoză, utilaje energetice

Introducere

Pornind de la constatarea că oţelurile din care sunt realizate utilajele din sistemul energetic au o microstructură distinctă, dependentă de istoria acestora (compoziţie chimică, proces de solidificare din topitură, tratamente termice şi termochimice, solicitări în exploatare normale sau accidentale etc.), se poate trata structura metalografică a materialului ca o variabilă care, corelată cu alte determinări (durităţi, examinări cu ultrasunete etc.), furnizează date privind starea materialului, respectiv dacă acesta poate fi utilizat în continuare la parametri normali, la parametri reduşi, sau este necorespunzător (epuizat) şi trebuie înlocuit.

Pentru punerea ei în evidenţă, prin metode nedistructive şi/sau în zone cu acces dificil, a fost elaborată metoda replicilor.

1. Metoda replicilor metalografice

Metoda se bazează pe reproducerea microtopografiei unei zone pregătite ca pentru analiză metalografică nemijlocită, folosind în acest scop diverse materiale. Prin aplicarea lor se obţine

* Institutul de Cercetări şi Modernizări Energetice - ICEMENERG , Bucureşti

"negativul" suprafeţei de interes, a cărui imagine la microscopul optic coincide cu cea a suprafeţei originare, neridicând astfel nici un fel de probleme de interpretare.

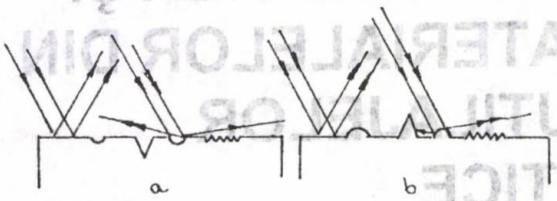


Fig. 1. Analiză metalografică clasică (a) şi prin replici metalografice (b).

În cadrul Laboratorului de Tehnologia Metalelor şi Sudură preocupările în acest domeniu au debutat în anii '80. S-au folosit astfel folii de plumb aplicate prin metoda impactului. Una din aplicaţii a fost la Turceni, unde au fost expertizate conductele din limita turbinei grupului 4 în scopul stabilirii modificărilor de structură apărute în urma incendiului care a avut loc. Datorită performanţelor scăzute în analiza structurilor, metoda nu s-a bucurat de o răspândire deosebită.

Următoarea etapă a fost în anul 1984, când foliile de plumb au fost înlocuite cu compuşi organici. S-a folosit astfel lacul franţuzesc "Replique", în scopul analizei unor rotoare de la Turceni pentru determinarea gradului de supraîncălzire în funcţionare a acestora şi a unor colectoare prezentând caracteristici evidente pentru materialele supuse fluajului (deformaţii mai mari de 1%), colectoare din cadrul grupului nr. 8 Doiceşti. Rezultatele au fost superioare, fără însă a se atinge o calitate deosebită (lacul "Replique" are nevoie pentru a se solidifica de mai mult de o oră, interval în care suprafaţa trebuie protejată împotriva impurificării cu particule străine aflate în mediul exterior. În cazul centralei Doiceşti acest lucru a reprezentat o problemă în plus, lipsa unui strat reflectant pe spatele replicii limitând posibilităţile de analiză ale replicii la microscopul optic cu transmisie - măriri de 500).

În prezent, studiile şi analizele nedistructive ale structurii metalografice sunt realizate folosind folii Transcopy acoperite cu strat reflectant de aluminiu (pentru analiză la microscopul optic cu reflexie la măriri de 10000), de pe care pot fi extrase replici duble (prin depunere de C, Au, Ag, Pt), pentru analiza la măriri mari folosind microscopul electronic.

Metoda replicilor Transcopy prezintă avantajele rapidităţii şi acurateţii imaginii obţinute pentru studiu, fiind metoda optimă pentru expertizarea nedistructivă a utilajelor energetice şi stabilirea stării acestora. Au putut fi astfel analizate numeroase utilaje energetice, cum ar fi cape de generator, conducte de abur viu şi abur intermediar cald, carcase, rotoare şi palete de turbină, tambure ale cazanelor etc., evidenţiindu-se atât defecte rezultate din procesul de elaborare (stare zero), cât şi defecte apărute în timpul funcţionării.

2. Abateri ale materialelor din componenţa utilajelor energetice puse în evidenţă prin metoda replicilor

Datorii limitării analizei nedistructive de structură la suprafaţa exterioară a subansamblurilor, pot fi puse în evidenţă prin metoda replicilor următoarele tipuri de abateri şi modificări grupate în două categorii:

2.1. Abateri ale materialelor în stare neutralizată de la structurile recomandate

2.1.1. Granulaţie neuniformă ca formă, mărime şi distribuţie

Mărimea grăuntelui are o influenţă puternică asupra comportării ductile a materialului. Peste o anumită dimensiune a grăunţilor, materialul se comportă fragil.

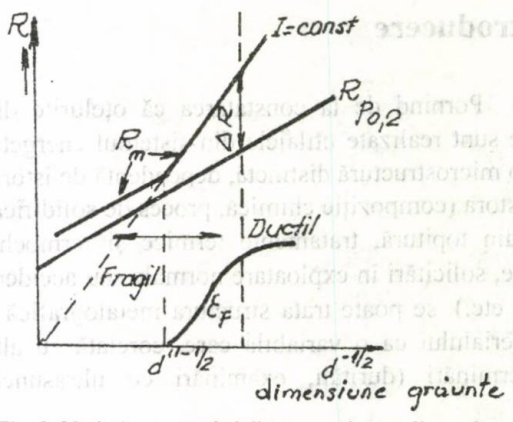


Fig. 2. Variaţia caracteristicilor mecanice cu dimensiunea grăunţilor.

La oţelurile cu durităţi peste 45 HRC granulaţiile grosolane (punctaj 1-5) produc scăderea rezistenţei la oboseală. De asemenea, pentru uniformitatea caracteristicilor fizico-mecanice ale materialelor se recomandă ca mărimea de grăunte să varieze în limitele a maximum două clase.

2.1.2. Decarburarea (fig.3)

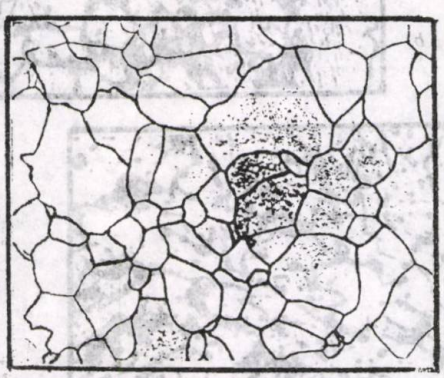


Fig. 3. Material decarburat.

Structurile decarburate conţin ferită liberă care, fiind foarte plastică, este susceptibilă la alunecări şi la germinarea microfisurilor de oboseală. Aceste structuri, cu duritate şi rezistenţă scăzute, devin un pericol potenţial prin faptul că microfisurile germinate în ele acţionează drept concentratori de tensiune. La oţelurile de rezistenţă mică sau mijlocie fisurile germinate se propagă în continuare mai greu, existând posibilitatea de inhibare a acestora. Oţelurile de înaltă rezistenţă sunt însă susceptibile la efectul de concentrare de tensiuni, astfel că la aceste oţeluri stratul decarburat este foarte dăunător.

2.1.3. Carburarea (fig. 4)

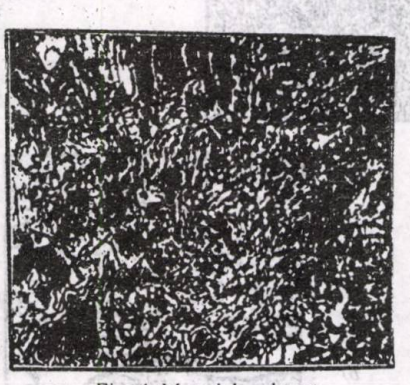


Fig. 4. Material carburat.

Se manifestă prin îmbogăţirea nedorită a conţinutului de carbon la laminate în timpul operaţiei de recoacere, dacă laminatele sunt în contact cu materialele bogate în carbon (atmosferă carburantă).

Materialul în stratul superficial are o duritate mai mare, rezistenţă mai mare şi plasticitate mai mică. Nu este un fenomen dorit, deoarece materialul în zona carburată devine fragil.

2.1.4. Supraîncălzirea şi arderea

Creşterea granulaţiei în structura oţelului supraîncălzit înrăutăţeşte proprietăţile mecanice, mai ales rezistenţa la tracţiune şi rezilienţă.

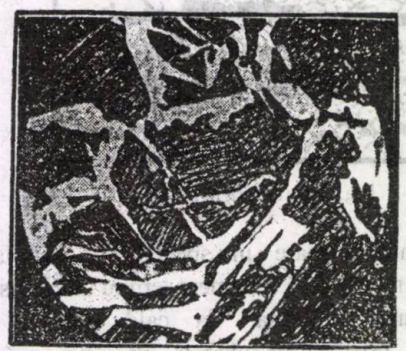


Fig. 5. Structură de supraîncălzire.

Structura de supraîncălzire (structura tipică numită structură Widmannstatten) poate fi corectată printr-un tratament de normalizare.

Dacă încălzirea se face la temperaturi ridicate şi, mai ales, într-o atmosferă cu exces de aer, adică în prezenţa oxigenului, atunci se poate ajunge la arderea oţelului, făcându-l pe acesta neutilizabil şi neremediabil.

Produsele de ardere rămân în material la marginea grăunţilor, înrăutăţind atât caracteristicile de rezistenţă, cât şi cele de tenacitate ale materialului.

Fig. 6. Material ars.

2.1.5. Gruparea şi orientarea defectuoasă a constituienţilor

Aceste defecte cuprind structura în şiruri, aglomerări de ferită sau perlită, reţea şi segregaţie de carburi sau de alţi constituienţi.

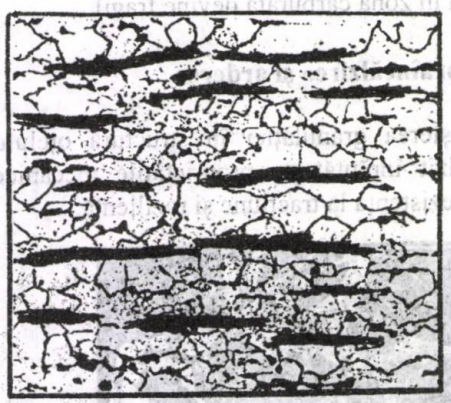


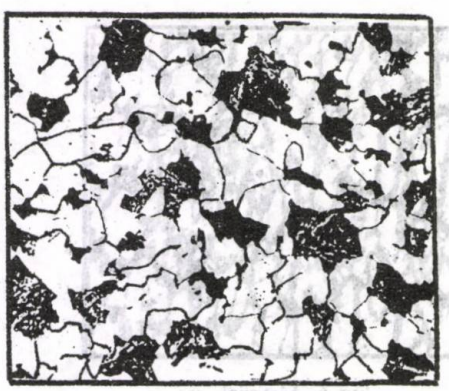
Fig. 7. Structura în şiruri.

Fenomenul apare în special în materiale deformate la rece şi fără tratament termic ulterior sau în cazul unei deformări la cald urmată de normalizare, prin răcire directă în aer, când temperatura de deformare nu a fost corespunzătoare.

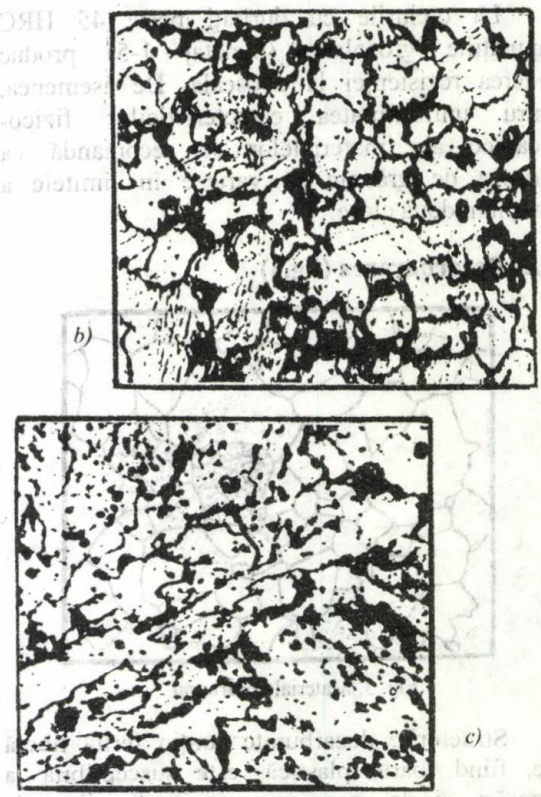
2.1.6. Constituienţi în proporţie necorespunzătoare şi structură anormală faţă de cea caracteristică

Cauza principală o constituie tratamentul termic necorespunzător, iar efectul constă în modificări de structură şi caracteristici mecanice.

Astfel, pentru oţelurile ferito-bainitice, structura feritică cu perlită dispusă pe limite sau feritică cu carburi nu se recomandă pentru utilizare în condiţii de fluaj.



a)

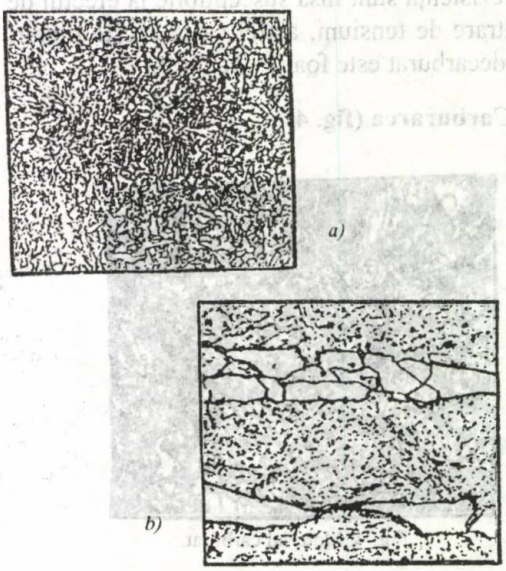


b)

c)

Fig. 8. Oţel ferito-perlitic: a) structură normală cu grăunţi poliedrici de ferită şi perlită; b) structură de ferită cu perlită dispusă pe limite; c) structură din ferită şi cărbuni.

Pentru oţelurile cu structură sorbitică, prezenţa în structură a feritei delta în proporţie mai mare de 3-5 % reduce rezistenţa la oboseală a acestora cu până la 40 %.



a)

b)

Fig. 9. Oţel ferito-martensitic: a) structură normală sorbitică; b) structură sorbitică cu ferită în proporţie mai mare de 10 %.

Pentru un oţel cu structură austenitică, o structură cu carburi dispuse pe limite este necorespunzătoare, fiind susceptibilă la coroziune şi fisurare pe limite.

a)

b)

Fig. 10. Oţel austenitic: a) structură normală austenitică;
b) structură cu granulaţie mare şi carburi dispuse pe limite.

2.1.7. Defecte de compactitate

Golurile, microporii şi retasurile sunt defecte de compactitate ce apar în decursul procesului de turnare a lingoului. Sunt periculoase atunci când depăşesc anumite dimensiuni, când sunt localizate la suprafaţă şi constituie amorse pentru fisuri ulterioare sau când sunt orientate într-o anumită direcţie şi , prin unire, pot da naştere la fisuri.

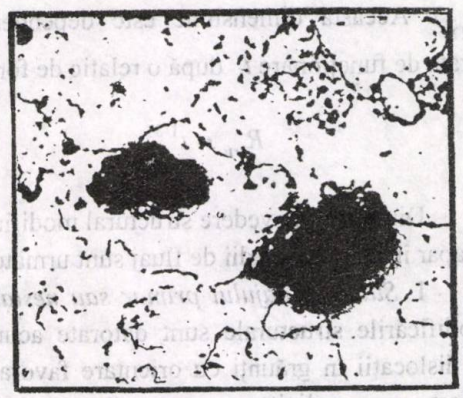
În măsura în care aceste defecte se regăsesc pe suprafaţa exterioară a materialului, ele pot fi puse în evidenţă prin metoda replicilor.

2.2. Modificări şi defecte ce apar în structura materialelor în timpul funcţionării acestora

În timpul utilizării, materialul din componenţa echipamentelor energetice este supus unor deteriorări care merg până la distrugerea acestora.

În ultimii ani s-au depus eforturi imense pentru a înţelege mecanismele deteriorării echipamentelor energetice şi pentru a determina cauzele de bază posibile. Aceste mecanisme sunt: ruperea materialelor prin supraîncălzire şi/sau ardere, ruperea materialului prin şoc tensometric, coroziunea oţelurilor pe partea de gaze şi de apă, eroziunea datorată particulelor abrazive din gazele de ardere şi datorită apei sau aburului, ruperea materialului prin fluaj.

La alegerea domeniului de aplicabilitate a metodei replicilor s-a ţinut cont de influenţa unor factori cum ar fi concludenţa replicilor (eroziunea nu se evidenţiază prin modificări de structură), posibilităţile de acces la zonele de analiză şi existenţa unor argumente în favoarea prelevării de probe din anumite zone solicitate (ţevi de cazan [1]).



a)

b)

Fig. 11. Defecte de compactitate: a) pori; b) retasuri.

Ca urmare, metoda replicilor poate fi utilizată pentru evidenţierea următoarelor fenomene:

2.2.1. Şocuri tensotermice

Fenomenul se produce în elementele de cazan sau turbină în care au avut loc variaţii bruşte de temperatură şi presiune, cum ar fi: circuitul de conducte spre supapele de siguranţă de pe traseele conductelor pentru grupurile de 330 MW, tamburele cazanelor energetice, carcasele de turbină.

Fenomenul apare sub forma unor reţele de fisuri de forma unui păienjeniş, cu aspect de pământ ars, care se dezvoltă de la suprafaţa interioară spre cea exterioară a elementului, cu tendinţa de a perfora materialul.

Pentru a cunoaşte amploarea fenomenului, metoda replicilor se completează cu un control nedistructiv cu ultrasunete.

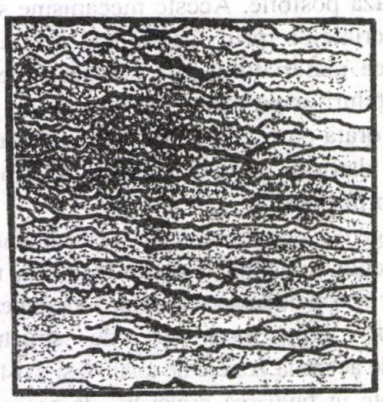


Fig. 12. Fisuri în structura unui material datorate oboselii tensotermice.

2.2.2. Coroziunea fisurantă sub tensiune

Este rezultatul asocierii factorilor agresivi externi legaţi de mediu cu factorul tensiune.

Caracteristic fenomenului este prezenţa în secţiunea materialului a unei fisuri principale căreia i se asociază o mulţime de fisuri fine secundare.

Fenomenul apare la capele generatoarelor realizate din material Cr/Mo-18/5 pe suprafaţa interioară a acestora, fisurile dezvoltându-se în limitele grăunţilor de austenită.

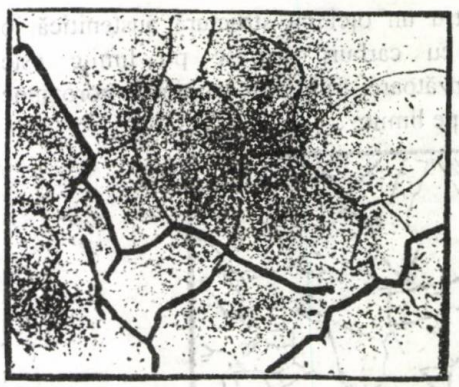


Fig. 13. Coroziunea fisurantă sub tensiune în materialul unei cape de generator.

2.2.3. Fluajul materialelor

Datorită pericolului pe care îl prezintă cedarea în funcţionare a unui element lucrând la presiuni şi temperaturi ridicate, s-a acordat o atenţie deosebită posibilităţii de apreciere în timp a stării de fluaj a materialului. Au fost aleşi drept parametri porii de fluaj.

3. Clase de depreciere prin fluaj

Pornind de la două ipoteze, şi anume că porii în ansamblul lor nu interacţionează prin difuzie, respectiv că mulţimea tuturor vacanţelor determină un câmp de "saturare", evoluţia fiecărui por fiind dată de raportul în care se găseşte câmpul propriilor vacanţe cu câmpul de saturare, teoria Lifşit-Slezov propune existenţa unei dimensiuni critice, $R_{crit,}$ pentru pori în raport cu care aceştia pot evolua în sensul creşterii dimensiunii (R mai mare decât R_{crit}) sau dispariţiei (R mai mic decât R_{crit}). Această dimensiune este dependentă de durata de funcţionare t, după o relaţie de forma:

$$R_{crit} \approx t^{1/3} \quad . \qquad (1)$$

Din punct de vedere structural modificările ce apar în cele trei stadii de fluaj sunt următoarele:

I. *Stadiul fluajului primar sau nestabilizat.* Modificările structurale sunt datorate acumulării de dislocaţii în grăunţi cu orientare favorabilă în raport cu solicitarea externă. Constituenţii structurali nu sunt afectaţi.

II. *Stadiul fluajului secundar sau staţionar.* Se lărgesc limitele între grăunţi şi încep să apară şi să crească în dimensiune porii de fluaj. Dislocaţiile în mişcare se acumulează în limitele grăunţilor situate perpendicular pe direcţia solicitării lărgindu-le, multe dintre ele prezentând pori dispuşi pe ele care, în deplasare, se pot uni pentru a forma pori de dimensiuni semnificative (mai mari decât R_{crit}) în continuă creştere şi poziţionaţi pe limitele grăunţilor. Imaginea din finalul stadiului este de limite lărgite şi lanţuri de pori în graniţele situate perpendicular pe direcţia solicitării.

III. *Stadiul fluajului terţiar sau accelerat.* Dimensiunea porilor şi lărgimea limitelor cresc în continuare, ajungându-se la stadiul critic în care suprafaţa ocupată de pori într-o anumită secţiune atinge o asemenea valoare încât fluajul are loc "în cascadă". Porii având dimensiuni mai mari decât cea critică sunt atât de deşi şi distanţa între ei atât de mică încât secţiunea reală este anulată prin unirea lanţurilor de pori în microfisuri şi evoluţia lor rapidă în macrofisuri.

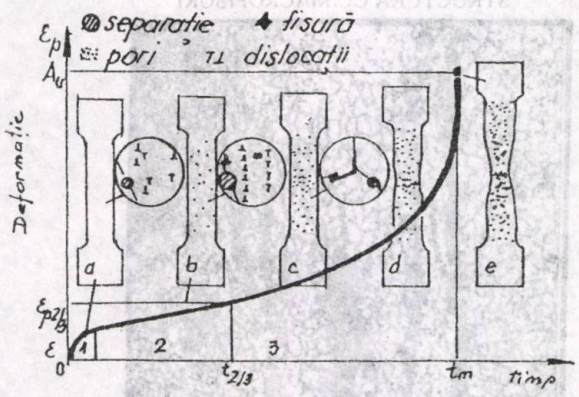


Fig. 14. Curba caracteristică de fluaj.

Pe baza acestor observaţii au fost definite următoarele clase de depreciere prin fluaj:

Clasa 0: structură nemodificată;

Clasa 1: structură cu modificări datorate temperaturii, fără micropori;

Clasa 2: structură modificată cu pori izolaţi;

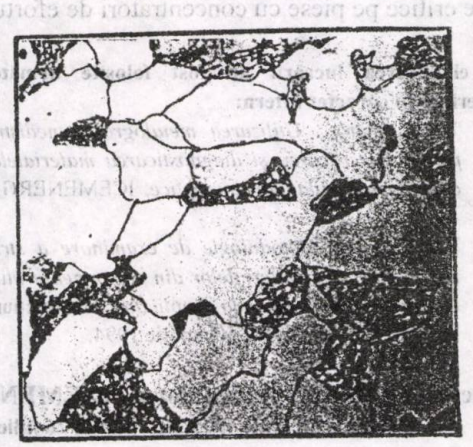
Clasa 3: structură modificată cu lanţuri de micropori în limitele grăunţilor;

Clasa 4: structură modificată cu lanţuri de micropori şi microfisuri în limitele grăunţilor;

Clasa 5: structură cu macrofisuri.

În funcţie de structura iniţială (ferită cu carburi, ferită cu perlită, ferită cu bainită şi sorbită de revenire, austenită etc.) pot fi sesizate însă şi anumite diferenţe în caracterul ruperii. Astfel, în oţelurile cu structură ferito-perlitică porii iau naştere în zonele de contact a doi sau mai mulţi grăunţi de ferită sau în graniţele ferită-perlită. Pentru grăunţii de perlită nu există practic modificări (orientarea şi distribuţia defectelor este cea caracteristică structurii de ferită cu carburi). Pentru oţelurile având structură sorbitică ce păstrează orientarea aciculară din martensită, distrugerea începe din zona de contact a trei sau mai mulţi grăunţi şi se propagă predominant în limitele foştilor grăunţi de austenică etc. Din acest motiv, clasele de depreciere prin fluaj descrise mai sus sunt date pe tipuri de oţel (nealiat, 2 1/4 Cr, 1/4 Mo etc.) [2]. În figura 15 sunt prezentate cele cinci clase de depreciere pentru un oţel marca 13CrMo44.

1 CLASA 0
MATERIAL NEUTILIZABIL



2. CLASA 1
STRUCTURĂ CU MODIFICĂRI DATORARE TEMPERATURII
FĂRĂ MICROPORI

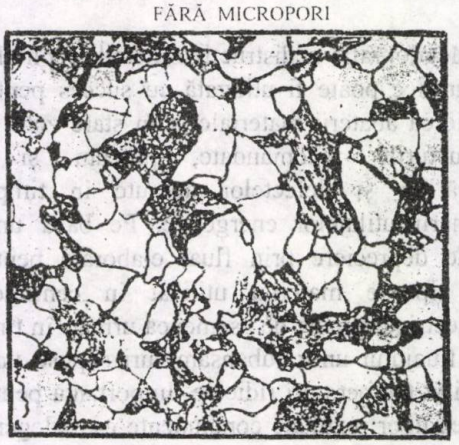
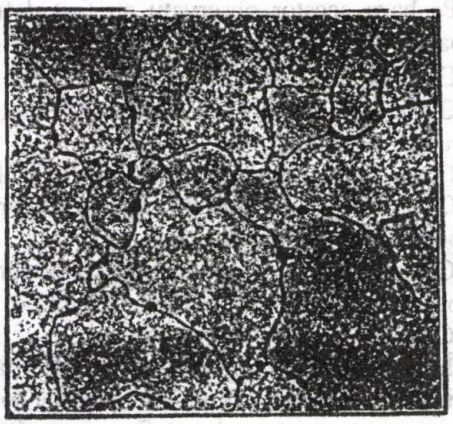


Fig. 15. Clase de depreciere pentru un oţel marca 13CrMo44.

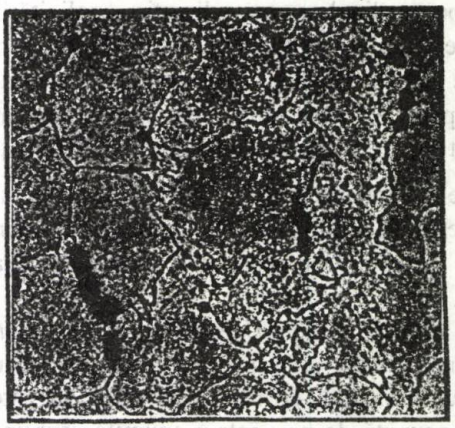
3. CLASA 2

STRUCTURĂ MODIFICATĂ CU PORI IZOLAŢI



4. CLASA 3

STRUCTURĂ MODIFICATĂ CU LANŢURI DE MICROPORI LA LIMITA GRĂUNŢILOR



5. CLASA 4

STRUCTURĂ MODIFICATĂ CU LANŢURI DE PORI ŞI MICROFISURI LA LIMITA GRĂUNŢILOR

6. CLASA 5

STRUCTURĂ CU MACROFISURI

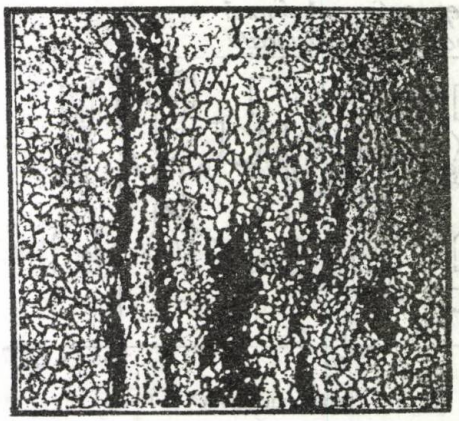


Fig. 15 (continuare). Clase de depreciere pentru un oţel marca 13CrMo44.

Concluzii

Metalografia nedistructivă-metoda replicilor metalografice poate fi utilizată cu succes pentru evidenţierea abaterii materialelor în stare zero de la structurile recomandate, precum şi a modificărilor şi defectelor apărute în timpul funcţionării utilajelor energetice. Pe baza unor clase de depreciere prin fluaj elaborate pentru fiecare tip de material utilizat în centralele termoelectrice se pote de asemenea urmări în timp stadiul fluajului unor subansambluri supuse unor presiuni şi temperaturi ridicate. Importantă pentru obţinerea unor rezultate concludente este alegerea locurilor pentru efectuarea replicilor, respectiv zone critice pe piese cu concentratori de eforturi.

La elaborarea lucrării au fost folosite următoarele materiale cu caracter intern:

[1] Turcu, Liana. *Utilizarea metalografiei nedistructive pentru expertizarea şi diagnosticarea materialelor din componenţa utilajelor energetice*, ICEMENERG, iunie 1994.

[2] Turcu, Liana. *Metodologie de examinare a structurii metalografice a materialelor din componenţa utilajelor energetice prin metoda replicilor*. Instrucţiune de control, ICEMENERG, noiembrie 1994.

Referent: dr. ing. Badea Popa - ICEMENERG

(Primit la 15 iunie 1995, acceptat la 26 iulie 1995)

APLICAREA TEHNOLOGIEI DE ARDERE ÎN STRAT FLUIDIZAT LA CAZANELE ENERGETICE ROMÂNEŞTI

ing. ANTON ROŞU * ing. SIMONA - LOUISE VORONCA * ing. CATĂLIN FLUERARU **
ing. LIVIU DRAGOŞ ** ing. SILVIA LIGDA *

În România, implementarea tehnologiei de ardere în strat fluidizat circulant se prognozează a se realiza la grupurile cu cazane pe lignit, cu durata de viaţă cvasiepuizată sau chiar depăşită şi care trebuie menţinute în funcţiune, fiind utile zonei în care sunt amplasate şi pe care o deservesc.

Până acum, s-au elaborat soluţii tehnice şi studii de prefezabilitate pentru retehnologizarea unor cazane de capacitate mică şi medie (30 t/h, 165 t/h) , ce prin adaptări pot deveni ASFC, în vederea cuantificării eforturilor financiare şi a efectelor pozitive, urmând să se realizeze o primă instalaţie industrială demonstrativă performantă. Considerăm că modificarea cazanelor sau înlocuirea cu cazane ASFC (ardere în strat fluidizat în circulaţie) reprezintă o variantă optimă din punctul de vedere al economiei de investiţii, al protecţiei mediului, al eficienţei de ardere şi al siguranţei în exploatare, specialiştii români fiind deschişi unor colaborări cu firme consacrate din domeniu, pentru accelerarea realizării acestor proiecte.

In Romania, the circulating fluidized bed combustion technology is intended to be implemented to lignite boiler units whose lifetime is almost or already finished but which have to be kept under operation, being useful for the zone where they are located and which they serve.

Technical solutions and prefaesibility studies for retrofitting small and medium capacity boilers (30 t/h, 165 t/h) which by means of small modifications can become CFBC (Circulating Fluidized Bed Combustion) have been drawn up with the view to quantisize the financial efforts and their positive effects. It is intended to complete first high performance demonstrative industrial facility. The boiler modification or replacement by CFBC, are considered to be optimum variants, from the point of view of the investment saving environment protection, combustion efficiency and operation security. The Romanian specialists are interested to cooperate companies with well known in the field, in order to accelerate the fulfilment of these projects.

Descriptori: cazane cu strat fluidizat, tehnologii de ardere

Arderea în strat fluidizat este una dintre tehnologiile "curate" de ardere a combustibilului solid, care asigură o reducere spectaculoasă a poluării atmosferice datorate termocentralelor electrice. Penetrarea tehnologiei pe piaţa energiei impune ca decizia favorabilă unei anumite soluţii tehnice să se facă în funcţie de considerente globale, tehnice, economice, ecologice, precum şi ţinând seama de o serie de criterii aplicative, specifice situaţiilor locale.

În prezent, cei mai importanţi producători de energie şi-au dezvoltat sau achiziţionat know-how-ul cu privire la arderea în strat fluidizat,

* Institutul de Cercetări şi Modernizări Energetice - ICEMENERG, Bucureşti
** Institutul de Cercetări şi Proiectări pentru Echipament Electrotehnic - ICPET, Bucureşti

estimându-se extinderea penetrării pe piaţa energiei a acestei noi tehnologii ce conferă controlul emisiilor de SO_2 şi NO_x, în interiorul camerei combustoare, cu eliminarea necesităţii unor instalaţii suplimentare de curăţare a gazelor de ardere şi asigurarea unei largi flexibilităţi a gamei de combustibili, chiar cu caracteristici inferioare. Promovarea acestei tehnologii nu s-a bazat pe efecte economice imediate şi spectaculoase, ci pe estimarea unor posibile fluctuaţii ale pieţei combustibilului şi pe permanenta tendinţă de limitare legislativă în domeniul controlului poluării.

Tehnologia de ardere în strat fluidizat prezintă o serie de avantaje, cum ar fi :

1 - randament de ardere ridicat : datorită condiţiilor favorabile de reacţie (amestecare intensă gaze - particule în focar, la 850°C) se obţine arderea carbonului în proporţie de 98 - 99 %;

2 - reducerea emisiilor poluante în gazele de ardere : prin adaos de calcar în focar se desulfurează 80-90 % din SO_2, gipsul format fiind eliminat în stare solidă; formarea NO_x este redusă şi se încadrează în limitele permise de norme, datorită temperaturii din focar (850°C) şi introducerii în trepte a aerului de ardere;

3 - prepararea economică a cărbunilor: măcinarea la granulaţia de 0-15 mm se face cu un consum electric redus cu 25 - 30 %, prin concasare şi separare centrifugală, fără mori de cărbune;

4 - posibilitatea utilizării diverşilor combustibili solizi : fără modificări ale focarului, cazanele ASFC pot utiliza atât cărbuni superiori, de 21 - 25,2 MJ/kg (5 000 - 6 000 kcal/kg), cât şi inferiori de 4,2 - 5 MJ/kg (1 000 - 1 200 kcal/kg), cu oricât de mare conţinut de sulf. În cazuri particulare se pot arde şi produse greu combustibile ca: şisturi, mixte, cocs de petrol, reziduuri de electrozi etc;

5 - instalaţia compactă şi transfer de căldură mărit : cazanul este dezvoltat pe înălţime, necesitând o suprafaţă de aşezare restrânsă, lucru util în implementarea în centrale existente pe locul unor cazane demontate. Transferul de căldură intensificat, cu 50 % mai mare în focar faţă de cazanul cu mori de cărbune, datorită fazei solide antrenate şi circulate de gaze, duce la micşorarea suprafeţelor de transfer de căldură;

6 - elasticitatea funcţionării şi variaţia rapidă a sarcinii : cazanul funcţionează stabil şi autoterm, la 40 % din sarcina normală, viteza de schimbare a sarcinii fiind, uzual, de 5 % min;

7 - arderea autotermă: combustibilii inferiori, cu conţinut ridicat de cenuşă sunt arşi în cazanele ASF în mod stabil, fără adaos de hidrocarburi;

8 - evacuarea uscată a cenuşii: cenuşa rezultată, uscată şi cu 0 - 10 mm granulaţie, datorită neformării zgurii în cazan (temperatura în cazan 850°C), poate fi utilizată ca adaos pentru materialele de construcţii. Totodată, lipsa concasorului de zgură elimină o parte din problemele curente ale cazanelor de cărbune pulverizat, determinând şi o economie de energie;

9 - reducerea coroziunii suprafeţelor finale de schimb de căldură: transferul de căldură, între mediul dispers solid - gaz şi suprafeţele de schimb de căldură, are loc, în principal, în afara zonei de ardere, unde gazele au fost desulfurate, evitând coroziunea acidă finală.

În stadiul actual al dezvoltării energeticii româneşti, ţinând cont de resursele valutare deficitare ale ţării s-a impus încercarea de a rezolva cu forţe interne problema retehnologizării unor cazane clasice, dintre tehnologiile "curate" de ardere a cărbunelui, specialişti din ICEMENERG şi din ICPET - SA având în studiu elaborarea unei soluţii româneşti de ardere a cărbunelui în strat fluidizat circulant.

În tehnologia arderii ASFC, particulele de cărbune antrenate cu viteze mari de către gazele de ardere din camera de ardere sunt captate de un desprăfuitor fierbinte (ciclon sau separator prin impact) şi returnate în focar. Această recirculare, necesară arderii complete a particulelor de combustibil, conferă şi numele procesului - strat fluidizat circulant.

Arderea combustibilului în focar, având loc la temperaturi de circa 850°C şi exces de aer scăzut, circa 1,1, nu permite formarea NO_x în cantităţi mari. Totodată, introducerea aditivilor de desulfurare direct în focar, unde reacţiile chimice pentru captarea SO_2 sunt favorizate de temperatura optimă de desfăşurare (850°C) şi de mediul intens turbulent din focar, produce o desulfurare eficientă, de circa 90 %, înscriind şi emisiile de SO_2 în plaja acceptată de cele mai restrictive norme.

Eficienţa desulfurării şi consumul de calcar depind de o serie de factori specifici: tipul de combustibil şi conţinutul de sulf, reactivitatea calcarului şi distribuţia lui granulometrică, tipul, amplasarea şi numărul alimentatorilor cu cărbune şi calcar, temperatura de combustie şi timpul de

rezidenţă a particulelor combustibile în focar la 850°C, eficienţa separării particulelor antrenate din focar, excesul de aer, distribuţia aerului de ardere (primar şi secundar).

Limitarea emisiilor de NO_x depinde, în cazul cazanelor ASFC, în principal, de următorii factori : tipul combustibilului, temperatura din strat, excesul de aer, distribuţia aerului de ardere şi fracţia molară Ca/S, necesară procesului de desulfurare, cu precizarea că, şi în situaţia unor valori complet nefavorabile ale acestor factori, emisiile nu depăşesc limitele admise de norme.

Ca primă etapă, premergătoare retehnologizării unor instalaţii de capacitate mare, s-a considerat necesară studierea posibilităţilor de retehnologizare în România a unui cazan de capacitate mică - instalaţie demonstrativă - în vederea dobândirii experienţei şi dezvoltării tehnologiei arderii în strat fluidizat. Faza demonstrativă - retehnologizarea unui cazan de capacitate mică 8,33 - 13,88 kg/s (30 - 50 t/h) abur - este importantă chiar în cazul neaplicării directe în centralele RENEL, ci, eventual, la alt beneficiar, pentru demararea acţiunii de promovare a acestei tehnologii nepoluante.

Un prim studiu a avut în vedere retehnologizarea unui cazan din CT Ianca Brăila, ca amplasament posibil al experimentărilor. Preocupările ulterioare ale specialiştilor ICEMENERG s-au concentrat asupra unui cazan de abur de 45,83 kg/s (165 t/h) din CET Oradea.

Dacă singurul criteriu luat în consideraţie ar fi cel al preţului energiei electrice/termice produse, literatura de specialitate afirmă că un cazan cu ardere în strat fluidizat este mai scump cu circa 5-10 % faţă de unul similar, convenţional. Dar, în prezent, preocupările pentru protecţia mediului devin preponderente, deci, evaluarea şi compararea tehnologiilor şi a preţurilor ar trebui efectuate la "niveluri egale de poluare", ceea ce implică adăugarea unor echipamente de desulfurare şi denoxare a gazelor de ardere, la cazanele clasice.

Din multitudinea de tehnologii utilizate pentru reducerea emisiilor poluante, rezultate din procesul de ardere, tehnologia arderii cărbunelui în strat fluidizat circulant este considerată a fi cea care prezintă valori mai reduse de investiţii.

Soluţiile de retehnologizare propuse, atât pentru cazanul de 8,33 kg/s (30 t/h), cât şi pentru cazanul de 45,83 kg/s (165 t/h), au în vedere păstrarea a cât mai multe subansambluri originale

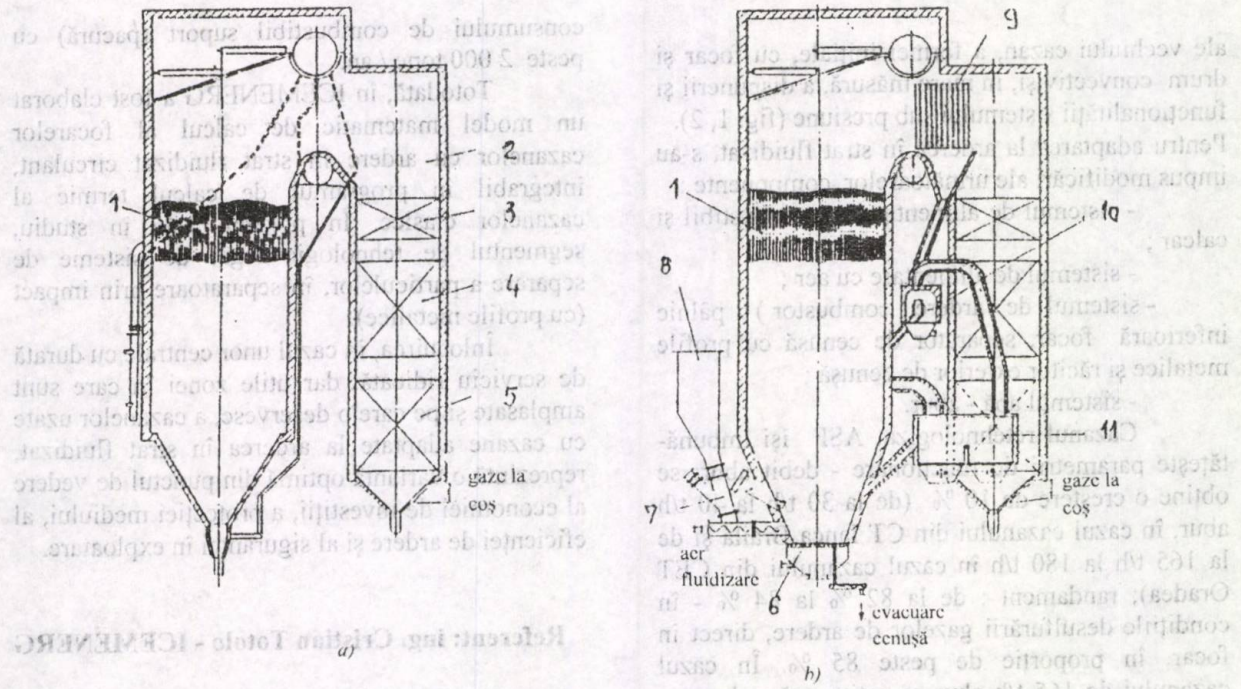


Fig.1. Cazan de abur 30 t/h (8,33 kg/s, 1,5 Mpa, 523 K): a) varianta iniţială; b) varianta modificată prin ardere în strat fluidizat; 1 - focat (vaporizator); 2 - convectiv; 3 - supraîncălzitor; 4 - economizor; 5 - preîncălzitor de aer; 6 - distribuitor aer de fluidizare; 7 - arzător pornire; 8 - buncăr cărbune; 9 - desprăfuitor cu profile metalice; 10 - închidere hidraulică (tip sifon); 11 - răcitor de cenuşă în strat fluidizat.

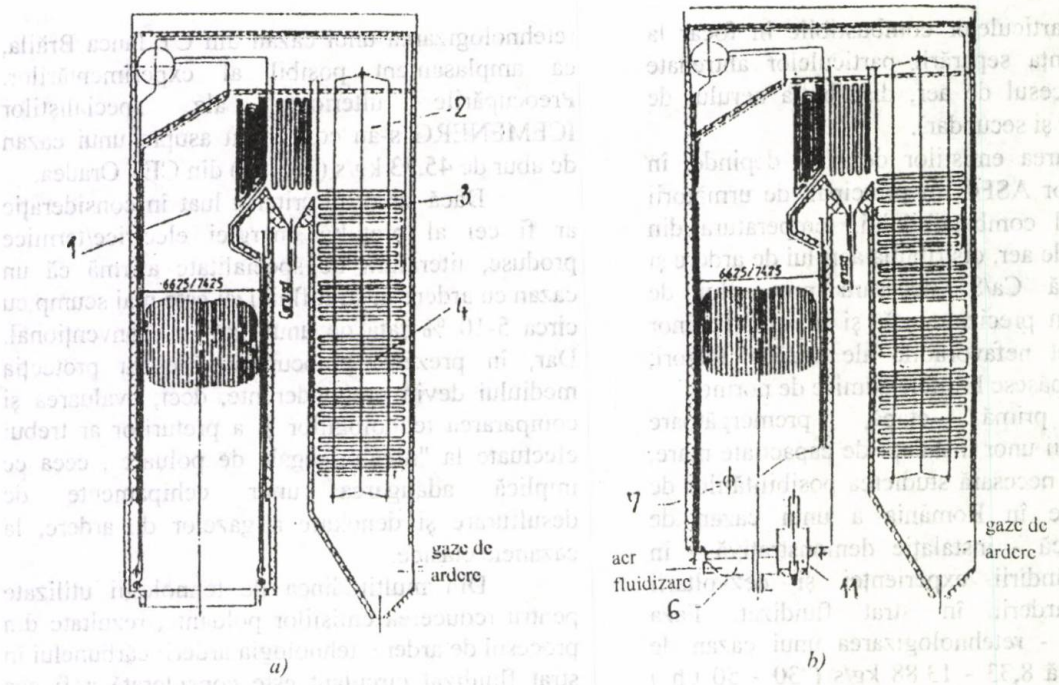


Fig.2. Cazan de abur 165 t/h (45,83 kg/s, 13,5 Mpa, 813 K): a) varianta inițială; b) varianta modificată pentru ardere în strat fluidizat; 1 - focar (vaporizator); 2 - convectiv; 3 - supraîncălzitor; 4 - economizor; 5 - preîncălzitor de aer; 6 - distribuitor aer de fluidizare; 7 - arzător pornire; 8 - buncăr cărbune; 9 - desprăfuitor cu profile metalice; 10 - închidere hidraulică (tip sifon); 11 - răcitor de cenușă în strat fluidizat.

ale vechiului cazan, a formei inițiale, cu focar și drum convectiv și, în mare măsură, a dispunerii și funcționalității sistemului sub presiune (fig. 1, 2). Pentru adaptarea la arderea în strat fluidizat, s-au impus modificări ale următoarelor componente :

- sistemul de alimentare cu combustibil și calcar ;
- sistemul de alimentare cu aer ;
- sistemul de ardere (combustor) : pâlnie inferioară focar, separator de cenușă cu profile metalice și răcitor exterior de cenușă ;
- sistemul apă - abur.

Cazanul retehnologizat ASF își îmbunătățește parametrii de funcționare - debit abur: se obține o creștere de 10 % (de la 30 t/h la 40 t/h abur, în cazul cazanului din CT Ianca Brăila și de la 165 t/h la 180 t/h în cazul cazanului din CET Oradea); randament : de la 82 % la 84 % - în condițiile desulfurării gazelor de ardere, direct în focar, în proporție de peste 85 %. În cazul cazanului de 165 t/h abur se estimează reducerea consumului de combustibil suport (păcură) cu peste 2 000 tone / an.

Totodată, în ICEMENERG a fost elaborat un model matematic de calcul al focarelor cazanelor cu ardere în strat fluidizat circulant, integrabil în programul de calcul termic al cazanelor clasice. În prezent, este în studiu, segmentul de tehnologie legat de sisteme de separare a particulelor, în separatoare prin impact (cu profile metalice).

Înlocuirea, în cazul unor centrale cu durată de serviciu ridicată, dar utile zonei în care sunt amplasate și pe care o deservesc, a cazanelor uzate cu cazane adaptate la arderea în strat fluidizat, reprezintă o variantă optimă din punctul de vedere al economiei de investiții, a protecției mediului, al eficienței de ardere și al siguranței în exploatare.

Referent: ing. Cristian Totolo - ICEMENERG

(Primit la 19 iunie 1995, acceptat la 21 iunie 1995)

UTILIZAREA MATERIALELOR PLASTICE ÎN CONSTRUCŢIA LAGĂRELOR AFERENTE TURBINELOR HIDROGENERATOARELOR

ing. GEORGE BARBU, ing. MARCELA ROŞU *

Lucrarea prezintă o soluţie originală de placare a segmenţilor de lagăr ai hidrogeneratoarelor din centralele electrice cu o compoziţie înlocuitoare a aliajului de babbyt pe baza unei tehnologii proprii, elaborate în cadrul ICEMENERG.

După probele efectuate în laborator şi pe standuri de probă, soluţia a fost aplicată la hidroagregate de tip KVB 8-20 şi KVB 8-20N.

De la data montării (1989) şi până în prezent, lagărele aferente hidrogeneratoarelor realizate pe baza noii tehnologii au avut o foarte bună comportare în exploatare, iar cercetările ulterioare au permis extinderea soluţiei şi la lagărele axiale ale unor pompe de alimentare ce deservesc grupurile de 330 MW (Turceni) şi 200 MW (Rovinari).

The paper presents an original plating solution for the bearing segments of the power station hydrogenerators, having a composition replacing the babbyt alloy, according to a proper technology drawn up by ICEMENERG.

After having performed the checks in the lab on the test stands, the solution has been applied on KVB 8 - 20 and KVB 8 - 20 N type hydrounits.

Since the installation (1989) and up to present, the bearings related to the hydrogenerators manufactured according to the new techologies have had a good behaviour in operation and subsequent researches enabled the extension of the solution to the axial bearings of certain feed pumps that serve the 330 MW units (Turceni) and 200 MW units (Rovinari).

Descriptori: turbine hidroelectrice, lagăre, materiale plastice

Introducere

Unul dintre cele mai des întâlnite materiale utilizate în construcţia lagărelor de alunecare este staniul şi unele aliaje ale acestuia, ca de exemplu babbytul (YSn 83).

Din această cauză, staniul se numără printre materialele deficitare pe piaţa mondială, căutându-se în permanenţă noi soluţii tehnologice şi noi materiale care să poată duce la reducerea consumului de staniu. În acest context general, s-au înscris şi preocupările specialiştilor din ICEMENERG pentru realizarea unei compoziţii înlocuitoare a aliajului de babbyt utilizat în construcţia lagărelor aferente hidrogeneratoarelor.

În urma cercetărilor efectuate, ICEMENERG a realizat o compoziţie pe bază de politetrafluoretilenă, înlocuitoare a aliajului de babbyt. De asemenea, s-a definitivat şi o tehnologie proprie de placare a segmenţilor de lagăr ai hidrogeneratoarelor electrice cu noua compoziţie.

* Institutul de Cercetări şi Modernizări Energetice - ICEMENERG, Bucureşti

Compoziţia pe bază de politetrafluoretilenă şi tehnologia de placare fac obiectul unui brevet de invenţie.

1. Stabilirea soluţiei optime

Cercetarea a pornit de la ideea folosirii materialelor plastice (în speţă a politetrafluoretilenei) ca material de antifricţiune. Utilizându-se ca material de bază politetrafluoretilena, s-au studiat mai multe recepturi obţinute prin aditivare cu diverşi aditivi ca: pulberi metalice (bronz, aluminiu), fibră de sticlă, bisulfură de molibden, grafit etc., în scopul îmbunătăţirii caracteristicilor fizico-mecanice ale politetrafluoretilenei.

S-au urmărit în principal acele trăsături care pot caracteriza funcţionarea unui lagăr, şi anume: rezistenta la compresiune şi variaţia acesteia cu deformaţia, conductivitatea termică şi coeficientul de frecare.

Rezistenţa la compresiune s-a determinat pe epruvete standard cu ajutorul unui aparat de încercări cu citire simultană a forţei şi a deformaţiei, conductivitatea termică s-a determinat cu ajutorul unui conductivimetru termic, iar coeficientul de frecare prin determinări tribologice. În acest caz determinările s-au făcut pe un tribometru de tip TIMKEN cu ax vertical, folosindu-se o cuplă de frecare *Amsler* modificat (contactul cuplelor în frecare este de tip liniar).

Încercările s-au făcut în două regimuri de ungere: bogată şi săracă, utilizându-se ulei TB 32 la temperatura ambiantă, la viteze şi la încărcări diferite (8 şi 10 m/s respectiv $2 \cdot 10^6$, $4 \cdot 10^6$ şi $6 \cdot 10^6$ Pa; valori ce se apropie de condiţiile tehnice din funcţionarea lagărelor hidroagregatelor).

Cuplele de frecare au fost realizate din acele recepturi a căror rezistenţă la compresiune a avut valoarea de minimum 10^7 Pa, la o deformaţie de maximum 1 %.

Figura 1 prezintă variaţia rezistenţei la compresiune până la o deformaţie de 6% (pentru două recepturi studiate), iar figura 2 prezintă valorile coeficientului de frecare obţinut pentru politetrafluoretilenă la două viteze de lucru şi regimuri de ungere diferite.

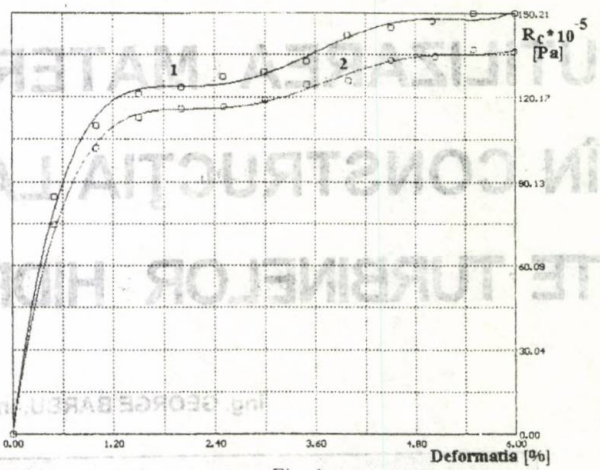


Fig. 1.

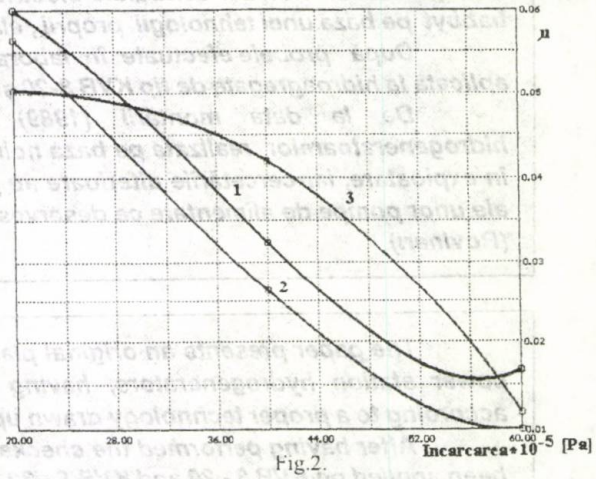


Fig.2.

1-ungere bogată,8m/s; 2-ungere săracă,8m/s şi 3-ungere săracă,10m/s .

Valorile conductivităţii termice nu au putut fi imbunătăţite sensibil, indiferent de cantitatea şi tipul agentului de aditivare a politetrafluoretilenei, de aceea acest lucru a rămas să fie rezolvat prin tehnologia de placare a segmenţilor de lagăr.

2. Definitivarea tehnologiei

Pe lângă problema conductivităţii termice a trebuit rezolvată şi problema formării sau depunerii unui strat de o grosime cât mai mică de compoziţie pe bază de politetrafluoretilenă pe un suport metalic (respectiv pe segmentul de lagăr).

Pentru acesta s-a optat pentru realizarea unui strat intermediar între teflon şi segmentul de lagăr (suportul metalic propriu-zis).

Stratul intermediar a fost realizat din straturi succesive de sârmă de alamă de 10^{-3} m grosime,spiralate şi presate astfel încât în golurile reţelei să se intercaleze pulbere de politetrafluoretilenă. Deasupra acestui strat intermediar politetrafluoretilena trebuie să fie de maximum $2\text{-}3 \cdot 10^{-3}$m. Acest ansamblu se supune unui tratament de sinterizare în cuptoare speciale la 350 - 400 ^{0}C.

După tratamentul termic ansamblul astfel obţinut se lipeşte pe suportul metalic al lagărului cu ajutorul unui adeziv metal-cauciuc. Adezivul folosit la lipire este produs ICEMENERG şi corespunde, din punctul de vedere al rezistenţei la dezlipire, rezistenţei la îmbătrânire şi conductivităţii termice.

Stratul intermediar prezintă şi avantajul că poate prelua şocuri sau vârfuri de sarcină accidentale.

În final, suprafaţa de antifricţiune (respectiv compoziţia pe bază de politetrafluoretilenă) se rectifică prin prelucrare mecanică (pe strung sau freză), astfel încât grosimea acesteia să nu depăşească 1 mm.

3. Aplicarea soluţiei - avantaje tehnice

Pe baza tehnologiei descrise anterior, au fost realizate lagăre axiale ce au fost testate pe un stand de probă în următoarele condiţii : sarcina specifică $0\text{-}4 \cdot 10^6$ Pa, viteza relativă a celor două suprafeţe 10-40 m/s, ulei TBA-38 (condiţii similare cu cele din funcţionarea hidrogeneratoarelor). Lagărele realizate pentru încercările pe stand sunt prezentate în figura 3.

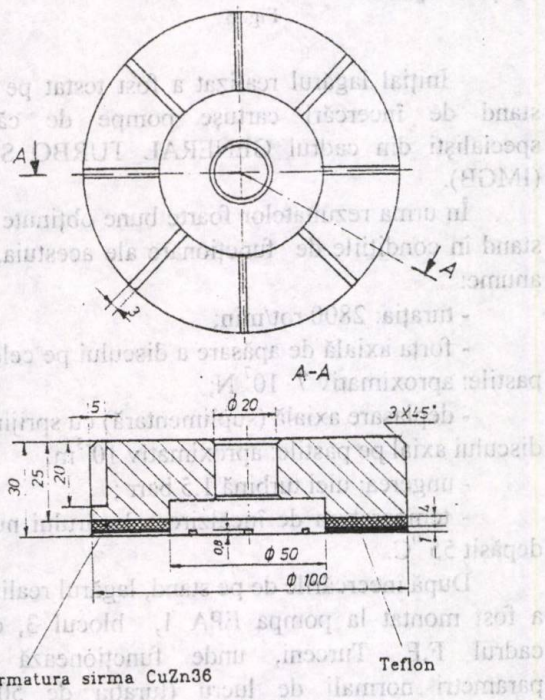


Fig. 3

Rezultatele bune obţinute pe standul de probă au făcut posibilă definitivarea tehnologiei şi trecerea la realizarea lagărelor axiale pentru hidrogeneratoare.

Soluţia a fost aplicată cu foarte bune rezultate la hidroagregate de tip KVB 8-20 şi KVB 8-20 N (atât la lagărul axial, cât şi la cel radial). În figura 4 se prezintă segmentul lagărului axial ; figura 5 - segmentul lagărului radial ce funcţionează la următorii parametri:

- sarcina specifică: $2{,}7\text{-}3{,}5 \cdot 10^6$ Pa;
- turaţia: 250-300 rot/min;
- temperatura: 60-70 ^{0} C.

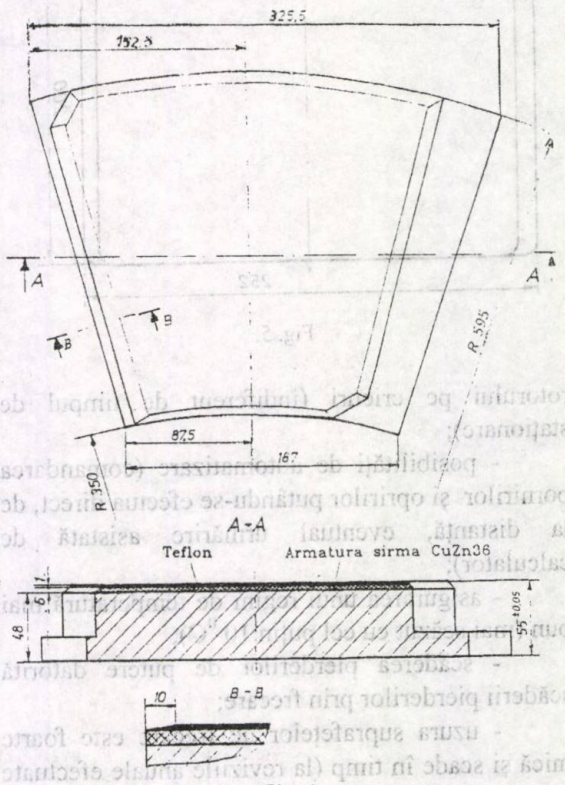


Fig. 4.

De la data montării (1989) şi până în prezent lagărele axiale realizate cu compoziţia înlocuitoare a aliajului de babbyt, au avut o comportare deosebit de bună în exploatare, rezultând şi o serie de avantaje ca, de exemplu :

- scăderea coeficientului de frecare la pornire de aproximativ 3-5 ori;
- pornirea generatorului se face uşor, fără a mai necesita sistem de ungere forţată şi ridicarea

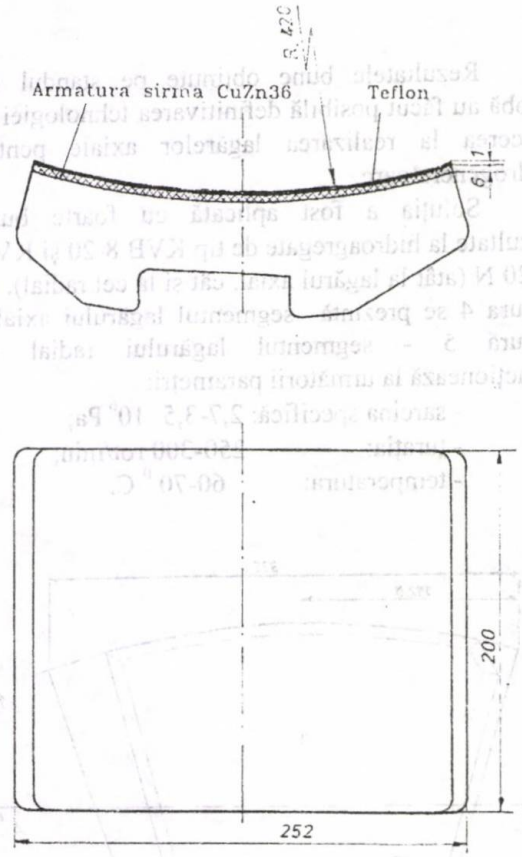


Fig. 5.

rotorului pe cricuri (indiferent de timpul de staţionare);

- posibilităţi de automatizare (comandarea pornirilor şi opririlor putându-se efectua direct, de la distanţă, eventual urmărire asistată de calculator);

- asigurarea unui regim de temperatură mai bun (mai scăzut cu cel puţin 10 ^{0}C);

- scăderea pierderilor de putere datorită scăderii pierderilor prin frecare;

- uzura suprafeţelor de frecare este foarte mică şi scade în timp (la reviziile anuale efectuate nu s-au constatat uzura sau deteriorarea suprafeţelor de frecare);

- rezistenţa la porniri şi opriri repetate, practic nelimitată.

Toate aceste avantaje derivă în principal din aceea că practic în timpul funcţionării frecarea se produce între politetrafluoretilena din compoziţia lagărului şi politetrafluoretilena depusă superficial (în timpul funcţionării), pe patina lagărului, ceea ce duce la realizarea celui mai scăzut coeficient de frecare dintre două materiale.

4. Extinderea domeniului de aplicabilitate

După omologarea şi brevetarea soluţiei ICEMENERG s-a preocupat de extinderea acesteia şi la alte tipuri de lagăre.

Astfel, pe baza aceleiaşi tehnologii, s-a realizat lagărul axial al unei pompe de tip EPA 43 ce alimentează grupurile de 330 MW din cadrul F.E. Turceni (fig. 6).

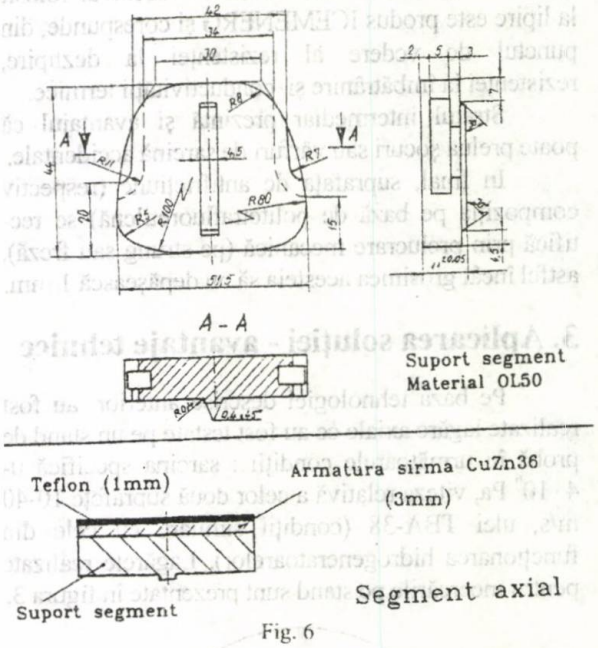


Fig. 6

Iniţial lagărul realizat a fost testat pe un stand de încercări cartuşe pompe de către specialişti din cadrul GENERAL TURBO S.A. (IMGB).

În urma rezultatelor foarte bune obţinute pe stand în condiţiile de funcţionare ale acestuia, şi anume:

- turaţia: 2800 rot/min;

- forţa axială de apăsare a discului pe cele 7 pastile: aproximativ $7 \cdot 10^7$ N;

- deplasare axială (suplimentară) cu sprijinul discului axial pe pastile: aproximativ 10^{-3}m;

- ungerea: ulei turbină 1,5 barr ;

- temperatura de încălzire a lagărului nu a depăşit 55 ^{0}C.

După încercările de pe stand, lagărul realizat a fost montat la pompa EPA 1, blocul 3, din cadrul F.E. Turceni, unde funcţionează în parametri normali de lucru (turaţia de 5000

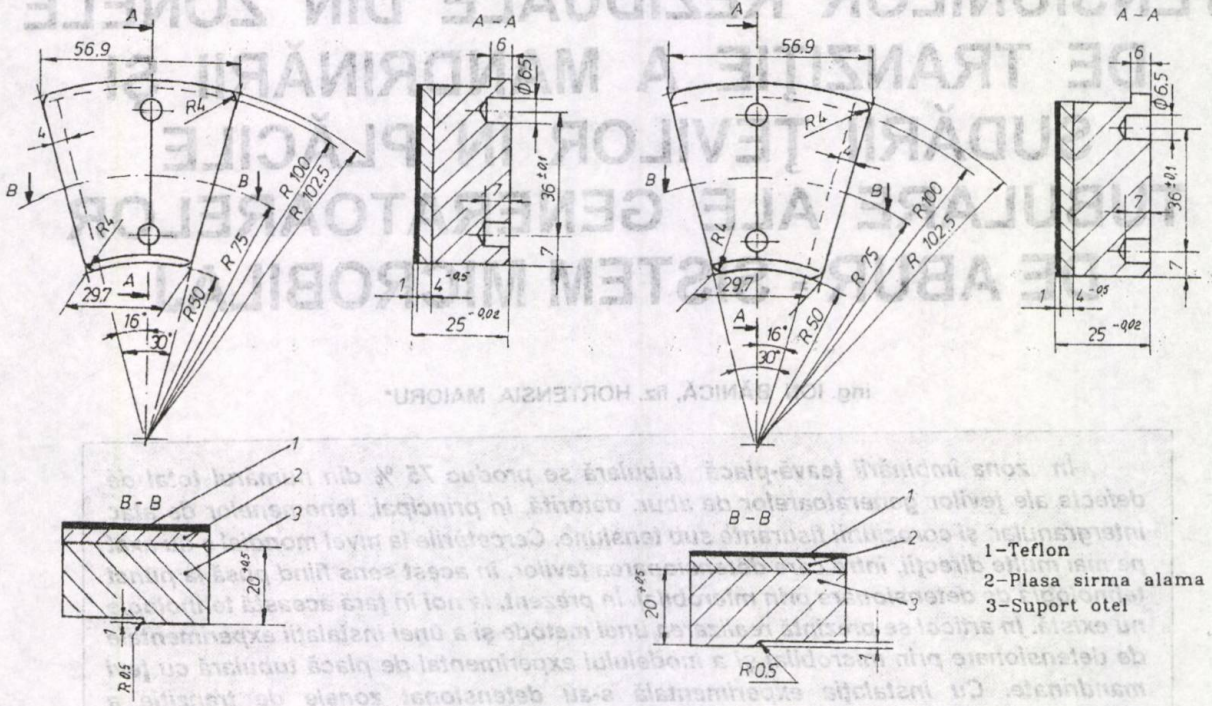


Fig. 7.

rot/min, încărcări axiale de până la $3 \cdot 10^6$ Pa, temperatura ulciului în lagăr circa 90-95 ^{0}C), din luna septembrie 1993 (peste 3000 ore de funcţionare).

În momentul de faţă ICEMENERG experimentează un lagăr dublu axial realizat pe baza acelciaşi tehnologii şi montat la o pompă de circulaţie de tip 200 CHM, ce deserveşte grupurile de 200 MW din cadrul F.E. Rovinari (condiţii de funcţionare similare cu EPA 43). Segmenţii de lagăr sunt prezentaţi în figura 7.

În continuare se urmăreşte extinderea soluţiei prezentate în alte domenii de aplicare.

5. Avantaje economice

Menţionăm că, pe lângă avantajele tehnice enumerate, noua tehnologie prezintă şi avantaje economice, de exemplu, în cazul lagărelor hidrogeneratoarelor, practic se înlocuiesc circa 100 kg Sn (9 $/kg) cu circa 1 kg politetrafluoretilenă (20 $/kg).

Referent: ing. Radu Regman - ICEMENERG

(Primit la 16 iunie 1995, acceptat la 20 iunie 1995)

TEHNICI DE ELIMINARE A TENSIUNILOR REZIDUALE DIN ZONELE DE TRANZIŢIE A MANDRINĂRII ŞI SUDĂRII ŢEVILOR ÎN PLĂCILE TUBULARE ALE GENERATOARELOR DE ABUR - SISTEM MICROBILAJ

ing. ION BĂNICĂ, fiz. HORTENSIA MAIORU*

În zona îmbinării ţeavă-placă tubulară se produc 75 % din numărul total de defecte ale ţevilor generatoarelor de abur, datorită, în principal, fenomenelor de atac intergranular şi coroziunii fisurante sub tensiune. Cercetările la nivel mondial s-au axat pe mai multe direcţii, între care detensionarea ţevilor, în acest sens fiind pusă la punct tehnologia de detensionare prin microbilaj. În prezent, la noi în ţară această tehnologie nu există. În articol se prezintă realizarea unei metode şi a unei instalaţii experimentale de detensionare prin microbilaj şi a modelului experimental de placă tubulară cu ţevi mandrinate. Cu instalaţia experimentală s-au detensionat zonele de tranziţie a mandrinării ţevilor, iar rezultatele indicate de buletinele de analiză pentru aceste zone sunt: reducerea cu 50 % a tensiunilor reziduale fără a se afecta structura materialului ţevilor. Instalaţia de detensionare va putea fi folosită în cadrul activităţilor de mentenanţă preventivă asociate generatoarelor de abur din CNE, în scopul reducerii riscului apariţiei fisurilor ţevilor în zona de tranziţie a mandrinării şi scăderii numărului de opriri accidentale şi a timpului necesar reparaţiilor (doparea ţevilor).

75 % from all the faults in the steam generator pipes due mainly to the intergranular attack phenomena and under stress cracking corrosion, occur in the pipe-tube plate joint zone. The researches at world level are aimed al several directions, i.e. pipes stress relieving for which a stress relieving technology by small balls cleaning system, was developed. In our country, this technology does nor exist. This research project is aimed to get to a stress relieving method and facility by small balls cleaning system. The experimental stress relieving facility and the experimental tube plate model with chucked pipes were designed and manufactured. The transition zones of the pipes chucking were stress relieved, and the results of the analysis bulletins for these zones, indicate: reduction by 50 % of the residual stresses without damaging the pipe material structure. The stress relieving facility could be used in the preventive maintenance activities related to steam generators within NPP, enabling the risk reduction of pipe cracks occurrence in the chucking transition zone and consequently the reduction of the number of accidental shuts-downs as well as of necessary time for repairs (pipes plugging).

* Institutul de Cercetări şi Modernizări Energetice - ICEMENERG, Bucureşti

Descriptori: tensiuni reziduale, plăci tubulare, microbilaj

În schimbătoarele de căldură cu ţevi schimbul termic între cele două fluide se face în general prin trecerea unui fluid printr-un fascicol de ţevi de lungime mare, în timp ce celălalt fluid trece printre ţevi.

La extremităţi, ţevile sunt fixate (etanşate) în placa tubulară. Această fixare etanşă se obţine, de regulă, prin sudarea extremităţii ţevii pe faţa externă a plăcii şi prin mandrinarea ţevii pe o porţiune mai mică decât grosimea plăcii tubulare.

Mandrinarea ţevilor în placa tubulară induce în ţevi tensiuni mecanice de alungire, restante (reziduale), care sunt, localizate în general, în vecinătatea suprafeţei interne a ţevilor. Datorită faptului că fluidele care circulă prin schimbătoare sunt corosive, ca în cazul generatoarelor de abur (GA) din CNE, tensiunile duc la crearea de microfisuri (apar fenomenele de atac intergranular şi corosiune sub tensiune), care pot uneori să traverseze întreaga ţeavă, aceasta fiind apoi dopată. Având în vedere numărul mare de defecte de acest tip ce pot apărea, doparea ţevilor duce la scăderea randamentului schimbătorului de căldură şi, în cazul generatoarelor de abur din CNE, la creşterea pericolului contaminării radioactive a circuitului secundar.

Pentru a se evita această situaţie, ţevile schimbătoare de căldură pot fi detensionate în zona de tranziţie dintre partea de ţeavă deformată prin mandrinare şi partea de ţeavă nedeformată, deci în zona în care tensiunile reziduale de alungire au valori suficient de mari pentru a diminua rezistenţa la coroziune a ţevii.

Autorii acestei lucrări propun microbilajul ca metodă de detensionare; acesta presupune introducerea tensiunilor de compresiune în material prin proiectarea perpendicular pe peretele interior al ţevii, în zona de tranziţie a mandrinării, a unui jet de microbile, de energie cinetică mare, antrenate cu aer comprimat, scăzându-se astfel nivelul total de tensiuni reziduale din ţeavă.

Pe baza acestei metode de detensionare, s-a conceput, proiectat şi realizat la ICEMENERG o instalaţie experimentală, formată din componentele prezentate mai jos, pentru fiecare componentă indicându-se funcţiile pe care trebuie să le îndeplinească:

a. Dispozitiv de injecţie microbile

• asigură direcţionarea amestecului aer - microbile în interiorul şi în lungul ţevii până la zona de interes şi radial pe ţeavă în acea zonă;

• asigură repartizarea uniformă a microbilelor pe suprafaţa interioară a ţevii;

• previne trecerea microbilelor în susul ţevii;

• asigură recuperarea microbilelor după ciocnirea cu peretele ţevii GA.

b. Dispozitiv de alimentare şi distribuţie microbile

• introduce în mod controlat microbilele, în fluxul de aer comprimat;

• permite reglarea debitului masic de microbile în fluxul de aer comprimat.

c. Dispozitiv deplasare cap de injecţie

• asigură deplasarea capului de injecţie prin teaca exterioară în lungul ţevii GA până la/ de la zona de tranziţie a mandrinării;

• asigură deplasarea cu viteză scăzută (microviteză) în zona de tranziţie a mandrinării;

• permite determinarea poziţiei capului de injecţie în interiorul ţevii GA.

d. Dispozitiv separare şi extragere microbile

• recuperează prin aspiraţie microbilele, după ciocnirea cu peretele ţevii GA.

e. Dispozitiv susţinere şi poziţionare cap injecţie

• susţine dispozitivul de detensionare pe placa tubulară în dreptul alezajului ales din placa tubulară;

• asigură etanşarea dispozitivului de detensionare propriu-zis la placa tubulară.

f. Sursa de aer comprimat

• asigură aerul comprimat necesar instalaţiei, la presiunea şi debitul necesare.

Cu instalaţia experimentală de detensionare, s-au efectuat următoarele tipuri de probe:

• probe preliminare pentru:

• reglarea debitului masic de microbile la valoarea cerută;

• reglarea timpului de detensionare;

• reglarea poziţiei capului de injecţie microbile;

• detensionarea loturilor de ţevi.

Pentru testare s-a folosit modelul experimental de placă tubulară cu patru ţevi mandrinate, deja existent la ICEMENERG. Acest model experimental urmăreşte o cât mai mare apropiere de cazul real, astfel:

- materialele pentru placa tubulară şi ţevi sunt aceleaşi cu cele existente la GA din CNE Cernavodă, tehnologia de mandrinare fiind aprobată de AECL;
- curăţarea ţevilor s-a făcut folosind materialele şi tehnologia indicate de firma producătoare a GA din CNE Cernavodă.

După detensionare, pe porţiunile de ţeavă conţinând zona de tranziţie a mandrinării s-au măsurat tensiunile reziduale prin difracţie de raze X şi s-a evaluat susceptibilitatea la atac intergranular (IGA) şi la coroziune sub tensiune (SCC), astfel:

1. Determinarea nivelului tensiunilor reziduale

Pentru determinarea nivelului tensiunilor reziduale pe suprafaţa interioară a ţevilor mandrinate supuse experimentărilor, s-a folosit difracţia razelor X, ca metodă nedistructivă, de apreciere cantitativă.

Relaţia de bază pentru deformare este:

$$\varepsilon_{\phi\psi} = \Delta d/d = -\Delta\theta / tg\theta = [(1 + \upsilon) / E] \sigma_{\phi o} \sin^2\psi - \upsilon (\sigma_x + \sigma_y) / E,$$

unde : d reprezintă distanţele interplanare;

θ - unghiul de reflexie Bragg;

σ - tensiunea;

E, υ - modulul lui Young şi respectiv coeficientul lui Poisson;

ψ - unghiul format de deformarea $\varepsilon_{\phi\psi}$ cu axa OZ.

Folosind această relaţie se deduc două moduri de determinare a tensiunilor:

1. Metoda $\psi = 0$: măsurarea deformării $\varepsilon_{\phi o}$ permite calculul direct al sumei tensiunilor principale.

2. Metoda $\psi = 0$: deformarea $\varepsilon_{\phi\psi}$ este o funcţie liniară de $\sin^2\psi$. Dreapta $\varepsilon_{\phi\psi} = f(\sin^2\psi)$ permite calculul atât al tensiunii σ_ϕ, cât şi al sumei tensiunilor principale $(\sigma_x + \sigma_y)$.

În cazul difractometrului cu contor cu scintilaţii şi cap goniometric ce permite rotirea probei faţă de fascicolul de raze X, pentru determinarea deformării $\varepsilon_{\phi\psi}$ se poate folosi relaţia:

$$\varepsilon_{\phi\psi} = [(1 + \upsilon) / E] \sigma_\phi \sin 2\psi - \upsilon (\sigma_x + \sigma_y) / E$$

unde remarcăm că deformarea $\varepsilon_{\phi\psi}$ depinde de doi termeni, unul care este funcţie liniară de $\sin^2\psi$ pentru un sistem de tensiuni dat, iar altul independent de ψ.

Dacă se efectuează măsurători ale parametrului reţelei la diferite unghiuri ψ, în ipoteza că deformarea reţelei cristaline este rezultatul tensiunilor elastice, se trasează o dreaptă a cărei pantă reprezintă σ_ϕ, iar ordonata la origine, suma tensiunilor principale $(\sigma_x + \sigma_y)$.

Pe fiecare ţeavă mandrinată detensionată s-au făcut cinci măsurători în puncte distincte, astfel încât să fie explorată toată circumferinţa ţevii.

Pe porţiunile de ţeavă conţinând zona de tranziţie a mandrinării, atât la ţevile detensionate cât şi la ţeava martor, s-au măsurat tensiunile reziduale prin difracţie de raze X, obţinându-se o scădere cu 50% a valorii lor.

2. Evaluarea susceptibilităţii la atac intergranular

Detectarea susceptibilităţii la atac intergranular s-a făcut prin fierberea probelor (prelevate din ţevi detensionate în zona de tranziţie a mandrinării) într-o soluţie de acid sulfuric -sulfat feric. S-a calculat viteza de atac intergranular şi s-a efectuat o examinare metalografică a probelor, care să arate starea materialului ţevii. În urma detensionării prin microbilaj, pentru anumiţi parametri de funcţionare ai instalaţiei materialul ţevilor nu a fost afectat.

3. Evaluarea susceptibilităţii la coroziune sub tensiune (SCC)

Testele preliminare privind comportarea la SCC a materialului Incoloy 800 efectuate prin

metoda electrochimică în soluţie 35% $MgCl_2$ la fierbere şi pH=3 (reglat cu HCl) au arătat ca pentru iniţicrea fisurii este necesară o polarizare anodică de câteva zeci de mV faţă de potenţialul natural de coroziune, indiferent de nivelul tensiunilor mecanice.

S-a găsit că o polarizare optimă pentru iniţierea fisurării este de circa 40 mV peste potenţialul natural de coroziune (care este de circa - 380 mV). Din aceasta cauză s-a adaptat ca metodă de testare a eşantioanelor mandrinate şi detensionate metoda electrochimică în care proba este menţinută la + 40 mV peste potenţialul natural de coroziune în mediul 35% $MgCl_2$ (pH=3), la fierbere.

În aranjamentul experimental folosit, prezenţa tensiunilor reziduale pe suprafaţa probei cuplată cu polarizarea amintită (+ 40 mV) vor iniţia fisuri care se vor propaga mai lent sau mai rapid, în funcţie de mărimea tensiunilor reziduale. O măsură a vitezei de propagare a fisurilor o constituie curentul de propagare, *i*, care se înregistrează pentru fiecare probă.

Nivelul tensiunilor reziduale, deci susceptibilitatea la coroziune sub tensiune, se va reflecta în mărimea curentului de polarizare, *i*, şi în adâncimea de pătrundere a atacului localizat, în zona de tranziţie, examinată metalografic.

4. Examinarea metalografică

Examinarea metalografică a fost folosită în două scopuri:

- pentru a pune în evidenţă microstructura materialului şi a eventualelor diferenţe microstructurale care apar în funcţie de starea metalurgică a materialului;
- pentru a pune în evidenţă susceptibilitatea la atac intergranular şi coroziune sub tensiune în probele testate la coroziune în diferite medii.

Rezultatele finale ale metodei metalografice sunt concretizate prin microfotografii. Acestea se realizează cu ajutorul aparatului fotografic care este prevăzut cu microscop. Cu ajutorul scăriţei micrometrice se poate măsura adâncimea de pătrundere atât în cazul atacului intergranular, cât şi al coroziunii sub tensiune.

S-au realizat microfotografii reprezentative pentru mărimea de grăunte, pentru microstructura şi pentru evidenţierea coroziunii. Pentru anumiţi parametri de funcţionare ai instalaţiei nu s-a evidenţiat fenomenul de coroziune sub tensiune (a apărut doar un atac localizat, specific ţevilor nemandrinate, deci netensionate).

Pentru a putea fi aplicată cu bune rezultate metoda de detensionare prin microbilaj, se va proiecta şi realiza, pe componente modulate, seria zero a instalaţiei, ceea ce va permite accesul în zona GA şi va putea fi comandată în totalitate de la distanţă. După testarea seriei zero şi întocmirea documentaţiei de omologare, instalaţia va fi supusă brevetării.

Instalaţia de detensionare va putea fi folosită în cadrul activităţilor de mentenanţă preventivă asociate generatoarelor de abur generatoarelor de abur din CNE Cernavodă, determinând reducerea numărului de opriri accidentale ale unităţii, scaderea perioadelor de reparaţii şi deci scăderea preţului de cost al energiei electrice şi creşterea securităţii în exploatare a CNE.

De menţionat că pentru detensionarea ţevilor generatoarelor de abur folosind această instalaţie nu trebuie făcute modificări la instalaţiile sau aparatura existentă şi nici dotări suplimentare, fiind necesar doar accesul la GA.

Deşi instalaţia de detensionare a fost testată în condiţiile aplicării ei la ţevile GA din CNE Cernavodă, cu mici modificări ale parametrilor de funcţionare poate fi folosită la orice alt schimbător de căldură cu ţevi mandrinate în placa tubulară la care se doreşte evitarea fisurării ţevilor în zona de tranziţie a mandrinării.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Standard Recommended Practice for Conducting Plant Corrosion Tests ASTM G 4-68.*

[2] *Stress Corrosion Cracking of Steam Generator Tube Materials in Sodium Hydroxide Solutions* - AECL 6388.

[3] *IGA / IGSCC and General Corrosion Behavior of Alloy 800 as a PWR S/G Tube Material" - March 1988,* KOBE STEEL, LTD.

[4] ASTM G-49-76 *Preparation and use of direct tension stress - corrosion test specimens.*

[5] ASTM E-407-76.

[6] ASTM G-28-72.

[7] *Analiza experimentală a tensiunilor*, vol. II - Ed. Tehnică, Bucureşti, 1977.

Referent: conf. dr. ing. Florin Alexe - U.P.B.

(Primit la 12 iunie 1995, acceptat la 11 august 1995)

SISTEM DESCHIS DE CONDUCERE A PROCESELOR ENERGETICE

ing. IULIANA NICULAE *
ing. MIHAELA LĂZĂRESCU *
ing. LIVIA RANCU *
ing. CĂTĂLIN STAN *
ing. MARIUS BĂDĂNĂU *
ing. LAURENŢIU OPREA *

Lucrarea prezintă o soluţie modernă şi eficientă pentru sistemele de supraveghere şi conducere a centralelor electrice, adecvată condiţiilor şi cerinţelor actuale ale RENEL.

După o prezentare generală a caracteristicilor principale ale sistemelor SCADA, cu evidenţierea avantajelor oferite de sistemele deschise, este prezentată soluţia ICEMENERG în domeniul centralelor electrice (funcţii implementate, arhitectură software şi hardware). Orientarea spre sistemele deschise este justificată în primul rând prin folosirea sistemului de operare UNIX şi mediul X-Window. Interfaţa cu procesul este realizată cu echipamente fabricate în tehnologie VME, operând sub sistemul de operare OS - 9.

The paper presents a modern and efficient solution for the monitoring and management systems of power stations, adequate to RENEL present conditions and requirements. After a general presentation of the main characteristics of SCADA system, by pointing out the advantages offered by the open systems, the ICEMENERG solution for power stations (implemented functions, software and hardware architecture) in presented. The orientation to open systems is mainly motivated by using UNIX and X-Window medium operating system.

The process interface is obtained by VME manufactured equipment, operating under OS-9 operating system.

Descriptori: sisteme de conducere, procese energetice, sisteme deschise

1. Sisteme deschise (open systems)

Un sistem deschis este o arhitectură bazată pe un set de standarde de interfaţare, care utilizează echipamente, calculatoare, sisteme de operare, software şi echipamente de comunicaţie, baze de date şi interfeţe cu utilizatorul disponibile comercial şi care permite integrarea de echipamente şi software provenite de la terţi.

Avantaje:

- suportă integrarea mai multor furnizori de hardware şi software în cadrul aceleiaşi arhitecturi de sistem;
- sunt proiectate astfel încât înlocuirea totală nu va fi necesară niciodată. Permite modernizarea selectivă a anumitor porţiuni ale sistemului (hardware şi software) fără a afecta funcţionarea ansamblului.;
- sunt proiectate cu echipamente standard;
- pot rula module software provenite de la furnizori terţi;
- suportă procesare distribuită, modelul client - server, servere de fişiere, servere de imprimare, servere de procesare;
- asigură protejarea investiţiei în software.

1.1. Sisteme deschise în energetică

Standardizarea este la fel de importantă şi în cadrul Sistemelor Deschise de Conducere a proceselor energetice. Utilizarea de echipamente standard (VME, Ethernet, fieldbus) şi de software standard (UNIX, TCP/IP, MS-Windows, X-

* Institutul de Cercetări şi Modernizări Energetice - ICEMENERG, Bucureşti

Window) va asigura cu certitudine o disponibilitate considerabilă în timp a sistemelor implementate, precum şi toate avantajele enumerate mai sus.

Performanţele de excepţie ale sistemelor numerice actuale fac ca acestea să fie potrivite pentru aproape orice tip de aplicaţie în energetică, fără a fi necesară realizarea de echipamente specializate (nestandard).

Din punctul de vedere al hardware-ului se impune, deci, utilizarea unor echipamente standard (de achiziţie, prelucrare, comandă, dialog cu operatorul, comunicaţie cu nivelurile ierarhice superioare) cuplabile prin reţele locale, de asemenea standard.

Sub aspect software s-a realizat proiectarea unei structuri modulare de programe, riguros ierarhizate, care exploatează cât mai bine avantajele conceptului de sistem distribuit, în scopul obţinerii condiţiilor de flexibilitate, extensibilitate şi fiabilitate maxime.

S-au utilizat cele mai moderne concepte ale ingineriei software (proiectarea top-down, implementarea bottom- up) şi a limbajelor de programare orientate pe obiect (C++). Aderarea la standardul ISO-OSI este un criteriu esenţial care a stat la baza realizării SDC.

Principalele caracteristici prevăzute a se obţine sunt:

- **flexibilitate** - aplicabil la procese din întrega gamă existentă în energetică (centrale termo şi hidro, grupuri de 50 MW, 100 MW, 200 MW, 330 MW, dispeccri).Sistemul va putea prelua şi prelucra mii de mărimi analogice şi binare;
- **extensibilitate** - adăugarea de funcţii şi echipamente noi se va putea realiza fără întreruperea funcţionării sistemului;
- **fiabilitate** (MTBF - mii de ore).

La acestea se adaugă posibilitatea realizării unei conduceri integrate (sistemice) a proceselor energetice din centrale, ţinând cont de toate interdependenţele existente şi permiţînd evaluarea on-line a costurilor de producţie (cost MWh şi cost Gcalh).

2. Funcţii

Sistemul deschis conceput de ICEMENERG acoperă tot necesarul de funcţii SCADA la nivelul unei centrale electrice. Principalele funcţii prevăzute sunt următoarele:

Supraveghere. Are ca scop informarea operativă a personalului de exploatare asupra evoluţiei mărimilor analogice şi binare. Toate aceste informaţii sunt prezentate într-o formă care să aibă maximum de semnificaţie pentru utilizator (grafice, bargrafe, scheme tehnologice pe care sunt figurate atât stările echipamentelor, cât şi valorile parametrilor).

Analiză postavarie. Prin funcţia de analiză postavarie se realizează înregistrarea desfăşurării evenimentelor în schemele de protecţie tehnologice şi a variaţiei principalelor mărimi caracteristice ale procesului pe o perioadă din vecinătatea unei avarii.

Ghid operator. Prezentarea succesiunii corecte de operaţii necesare pentru a realiza trecerea de la un regim la altul reprezintă pentru operatori, mai ales în situaţii mai complexe din exploatare (porniri, opriri), un avantaj important. Pe baza acestor informaţii şi a algoritmului de funcţionare a agregatului tehnologic, sistemul oferă indicaţii on-line asupra manevrelor care trebuie efectuate.

Diagnoză. Determinarea stării tehnice a agregatelor energetice prin prelevarea automată a mărimilor măsurabile şi utilizarea lor în cadrul unor algoritmi specifici constituie scopul principal al funcţiilor de diagnoză. Utilizarea tehnicilor de diagnoză duce la detectarea din timp a situaţiilor anormale, prevenind astfel avarii importante.

Reglare automată. Tehnica numerică oferă posibilitatea implementării unor funcţii de reglare mai complexe, a algoritmilor adaptivi, a modificării cu uşurinţă a parametrilor de reglare şi chiar a algoritmilor, realizând o acordare optimă a buclelor de reglare. Reglarea se realizează la nivelul cel mai de jos al Sistemului Distribuit prin achiziţia datelor de intrare (debite, presiuni, niveluri, temperaturi etc.), implementarea prin software a algoritmului de reglare (convenţional - P, PI, PD, PID - sau adaptiv) şi emiterea comenzii către elementul de execuţie. Nivelurile superioare ale Sistemului de Conducere sunt responsabile cu stabilirea consemnelor buclelor de reglare, în aşa fel încât să fie atins obiectivul de conducere optimă a procesului energetic.

Mers economic. Are mai multe componente:

- funcţia economică operativă pe durata de 1, 8 şi 24 ore reprezentată în special prin calculul abaterilor de consum specific faţă de condiţiile normale de funcţionare, defalcate pe cauze;
- funcţia economică pe durată medie reprezentată de bilanţul economic lunar şi calculul consumurilor specifice realizate pe luna anterioară.

- funcţia economică pentru determinarea operativă a costurilor de producţie. La intervale de timp de sfert de oră, oră, tură şi zi se determină în timp real costurile pentru producerea energiei electrice şi termice (MWh şi Gcalh).

Gestiune energetică. Se referă în principal la gestiunea consumatorilor de energie electrică şi termică (abur tehnologic şi apă fierbinte). Se fac măsurători în staţia electrică a centralei în scopul determinării on-line a producţiei de energie electrică.

Producţia de energie termică este gestionată la nivelul fiecărei plecări din centrală (tur) şi intrări în centrală (retur). Se emit automat rapoarte de consum zilnic şi lunar, defalcate pe consumatori. Acestea pot sta la baza operaţiilor financiare cu beneficiarii energiei termice.

Mentenanţă. În strânsă relaţie cu diagnoza, funcţia de mentenanţă contribuie la creşterea siguranţei în funcţionare, realizând urmărirea stării agregatelor şi planificarea adecvată a operaţiilor de întreţinere şi reparaţii.

Analiza rezultatelor funcţiilor de diagnoză, înregistrarea automată a numărului de porniri şi opriri, a cauzelor acestora, contorizarea timpilor de funcţionare şi prelucrarea acestor date în funcţie de specificaţiile tehnice ale agregatelor, permit realizarea unor evidenţe automate şi a unei informări prompte asupra momentelor optime pentru intrarea în reparaţie a agregatelor energetice.

Gestiune administrativ financiară. În scopul realizării unui sistem integrat de conducere (cu funcţii on-line şi off-line) se are în vedere şi integrarea funcţiei de gestiune administrativ-financiară la nivel de centrală. Integrarea în cadrul unui sistem unic (chiar dacă utilizează servere diferite) are mai multe avantaje, printre care :

- utilizarea datelor din proces pentru calcule de gestiune financiar-economică;
- prezentarea integrată, pe acelaşi display, a tuturor categoriilor de informaţii (operative, neoperative, de gestiune etc.). Această funcţie se realizează pe o reţea (LAN) separată.

Schimb de informaţii cu alte sisteme. În cadrul RENEL se conturează mai multe niveluri de sisteme informatice:

- sisteme de supraveghere şi conducere operativă la nivel de grup energetic, la nivelul dispecerilor de centrală, la nivelul dispecerilor zonali, teritoriali şi central, sisteme de gestiune administrativă şi financiară a centralei, sisteme informaţionale de gestiune şi conducere a RENEL.

Intre aceste structuri informatice există un trafic de informaţii orientat în special de la sistemele legate de proces spre cele mai depărtate (niveluri ierarhice superioare). Sistemele informatice proiectate oferă posibilitatea realizării comunicaţiei între diverse sisteme. În funcţie de arhitectura sistemelor şi de amplasarea lor, se pot utiliza comunicaţii dedicate (prin linii telefonice, radio, microunde, satelit) sau prin intermediul reţelelor LAN sau WAN.

3. Structura sistemului deschis

3.1. Arhitectura hardware

3.1.1. Subsistemul de achiziţie de date

Pentru partea de achiziţie şi comandă se utilizează o structură de echipamente distribuite, cuplate prin reţea locală de câmp (field bus) sau reţea Ethernet.

ICEMENERG promovează *două variante* pentru subsistemul de achiziţie date.

Prima variantă se bazează pe echipamente VME, procurate din import.Un echipament de tip VME, cuplat la field bus poate achiziţiona între 16 şi 128 mărimi analogice, precum şi până la 160 mărimi binare. Aceste echipamente funcţionează în timp real, fiind total programabile în limbaj de nivel înalt (C).

A doua variantă pentru sistemul de achiziţie şi comandă se bazează pe echipamente româneşti, de tip SPOT-86, fabricate la FELIX COMPUTER S.A.

Pentru achiziţia de date în vederea realizării funcţiilor de supraveghere, diagnoză şi mers economic se pot utiliza echipamente SPOT, iar pentru funcţiile de reglare şi protecţie se impune utilizarea echipamentelor din import.

Arhitectura propusă în această lucrare reprezintă soluţia generală la nivel de centrală, cazurile concrete (cetrală principală, auxiliară sau centrală termică) fiind particularizări ale soluţiei generale. Prin intermediul acestui sistem sunt implementate toate funcţiile de la nivel cameră de comandă şi dispecer centrală.

3.1.2. Subsistemul de control şi vizualizare (camera de comandă)

Echipamentul central la nivel de grup este un calculator performant, care realizează legătura între trei reţele locale:

- reţeaua echipamentelor de achiziţie şi comandă (field bus);
- reţeaua de interfaţare cu operatorii (Ethernet);

- reţeaua de proces a centralei (Ethernet).

Pe lângă funcţia de comunicaţie, acest echipament realizează prelucrări asupra mărimilor achiziţionate şi asigură suportul pentru baza de date aferentă unui grup.

Echipamentul este bazat pe magistrala VME şi este realizat cu microprocesor Motorola 68EC030.

Interfaţa cu operatorii din camera de comandă a grupului se realizează prin intermediul unor calculatoare compatibile IBM-PC/AT.

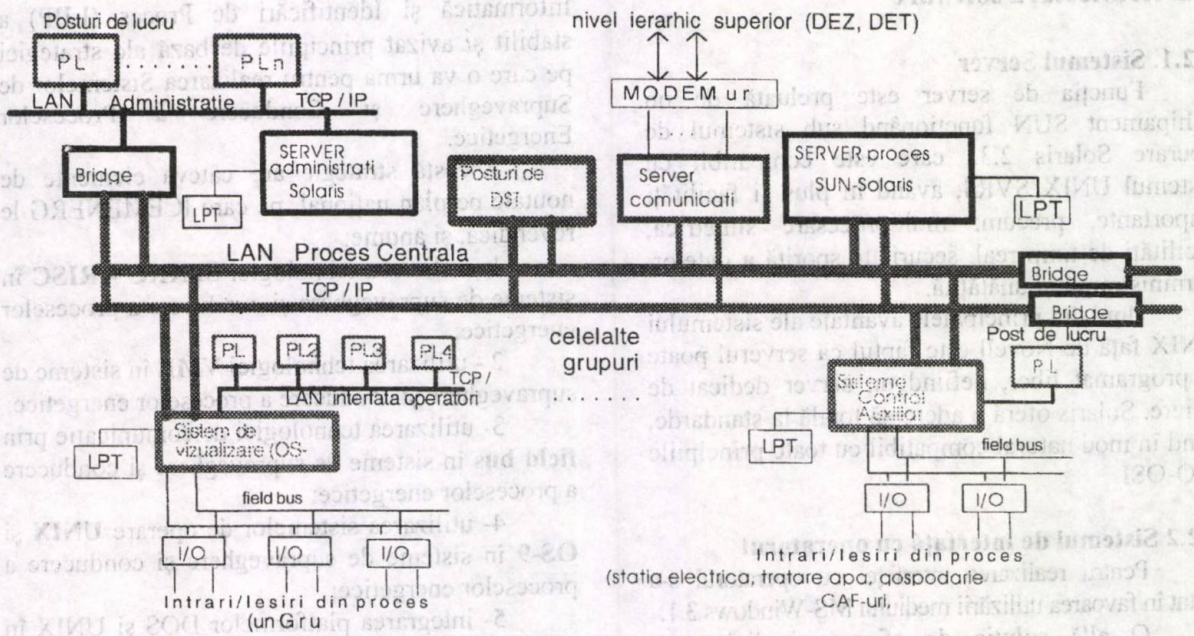


Fig.1. Arhitectura generală a sistemului de conducere pentru centrale.

3.1.3. Subsistemul dispecer şef tură

În cadrul subsistemului DST intră serverul informaţional al întregii centrale, precum şi postul de lucru aferent dispecerului şef de tură. Serverul va primi informaţii de la toate grupurile, precum şi de la sistemele aferente instalaţiilor auxiliare. Prin acest nivel se va face conexiunea cu reţeaua (LAN) administrativă a centralei, precum şi cu nivelul ierarhic superior. Serverul informaţional este un calculator SUN SPARCclassic, iar postul de lucru pentru dispecer este un X terminal cu diagonala de 19".

3.1.4 Subsistemul de informare neoperativă

Este alcătuit din posturi de lucru de tip PC/AT.Exploatarea acestor posturi de lucru se face în regim neoperativ, 8 ore pe zi. Pe aceste calculatoare se pot rula şi alte programe, după dorinţa utilizatorului (Excel, Quattro, Word Perfect, FoxPro etc). Toate aceste posturi de lucru sunt interconectate pe o reţea locală Ethernet separată, destinată gestiunii administrativ-financiară, controlată de un server distinct de tip UNIX. Această reţea este localizată în birourile corpului administrativ al centralei.

3.1.5. Subsistemul de comunicatie

Are cinci componente (niveluri):

Nivelul sistemului de achiziţie de date - este realizat prin intermediul unei reţele field bus (RS485) de tip PROFIBUS. Numărul maxim de participanţi pe field bus este de 127.

- *Nivelul interfeţei cu operatorii* - este constituit din câte o reţea Ethernet pentru fiecare grup, pe care sunt legate patru calculatoare PC/AT, reprezentând posturile de lucru individuale (cazan, turbină, generator, servicii auxiliare). Protocolul de comunicaţie este TCP/IP.
- *Nivelul reţelei de proces a centralei* - este nivelul concentrator de informaţii de la toate grupurile, servicii auxiliare şi sistemul de gestiune energetică. Acest nivel este deservit de serverul informaţional al centralei. Protocolul de comunicaţie este TCP/IP.
- *Nivelul sistemului de gestiune administrativ-financiară* - este o reţea separată (eventual de tip Novell) cu funcţii de gestiune

economică, financiară, administrativă şi de personal. Pentru prelevarea datelor din proces necesare gestiunii economice este prevăzută o legătură cu serverul informaţional, de tip Ethernet.

• *Comunicaţia cu nivelul ierarhic superior* - există mai multe posibilităţi de interconectare între sistemul informatic al centralei şi cel al nivelului ierarhic superior (linii telefonice comutate sau dedicate, radio, fibră optică, microunde, satelit). În prezent este utilizată comunicaţia pe linii telefonice dedicate sau prin radio.

3.2. Arhitectura software

3.2.1. Sistemul Server

Funcţia de server este preluată de un echipament SUN funcţionând sub sistemul de operare Solaris 2.3., care este compatibil cu sistemul UNIX SVR4, având în plus şi facilităţi importante, precum: multiprocesare simetrică, facilităţi de timp real, securitate sporită a datelor, administrare îmbunătăţită.

Unul din principalele avantaje ale sistemului UNIX faţă de Novell este faptul că serverul poate fi programat liber, nefiind un server dedicat de fişiere. Solaris oferă o aderenţă totală la standarde, fiind în mod natural compatibil cu toate principiile ISO-OSI.

3.2.2 Sistemul de interfaţă cu operatorul

Pentru realizarea interfeţei cu operatorul s-a optat în favoarea utilizării mediului MS-Windows 3.1.

O altă soluţie de afişare şi dialog cu operatorul care va fi implementată de ICEMENERG se bazează pe utilizarea mediului X Window.

3.2.3. Sistemul de comunicaţie

Se bazează pe protocolul TCP/IP dezvoltat în SUA. Este standardul de comunicaţie natural al sistemului de operare UNIX. TCP/IP are variante pentru reţele de tip Ethernet,cât şi pentru linii seriale asincrone RS232.

3.2.4. Tehnica de programare

Dezvoltarea sistemului de programe aferent Sistemului Deschis se face în tehnologia Object-Oriented Programming (OOP).

OOP este o metodă de programare care simulează foarte bine modul în care se petrec lucrurile şi faptele în realitate.OOP reprezintă evoluţia naturală de la metodele clasice de programare structurată, permiţând o programare mai modulară şi mai abstractă. În cadrul sistemului software al Sistemului Deschis, OOP este utilizată pentru proiectarea programelor din serverul SUN (sistemul de operare UNIX) şi din posturile de lucru PC/AT (mediul Windows).

4. Strategia ICEMENERG

ICEMENERG, prin Laboratorul de Informatică şi Identificări de Proces (LIIP) a stabilit şi avizat principiile de bază ale strategiei pe care o va urma pentru realizarea Sistemelor de Supraveghere şi Conducere a Proceselor Energetice.

Această strategie are câteva elemente de noutate pe plan naţional, pe care ICEMENERG le revendică, şi anume:

1- utilizarea tehnologiei **SPARC - RISC** în sisteme de supraveghere şi conducere a proceselor energetice;

2 - utilizarea tehnologiei **VME** în sisteme de supraveghere şi conducere a proceselor energetice;

3- utilizarea tehnologiei de comunicaţie prin **field bus** în sisteme de supraveghere şi conducere a proceselor energetice;

4- utilizarea sistemelor de operare **UNIX** şi **OS-9** în sisteme de supraveghere şi conducere a proceselor energetice;

5- integrarea platformelor DOS şi UNIX în reţele de calculatoare funcţionând cu protocolul **TCP/IP**, în cadrul sistemelor de supraveghere şi conducere a proceselor energetice;

6- utilizarea mediilor **MS-Windows** şi **X Window** pentru realizarea interfeţei cu utilizatorul în cadrul sistemelor de supraveghere şi conducere a proceselor energetice;

7- utilizarea tehnicii de programare **OOP** (Object Oriented Programming) în cadrul sistemelor de supraveghere şi conducere a proceselor energetice.

Referent: mat. Magdalena Cuciureanu - ICEMENERG

(Primit la 15 iunie 1995, acceptat la 16 iunie 1995)

CREŞTEREA EFICIENŢEI SISTEMELOR DE ALIMENTARE CU CĂLDURĂ PRIN REDUCEREA PIERDERILOR DIN REŢELELE DE TRANSPORT ŞI DISTRIBUŢIE

prof. dr. ing. MIRCEA BELDIMAN*

Având în vedere tendinţa, absolut normală, de a limita cheltuielile de investiţii şi exploatare, inclusiv de a limita impactul asupra mediului ambiant, se justifică preocuparea de a realiza sisteme cu randamente cât mai mari, deci cu pierderi cât mai mici de energie.

În acest articol, după prezentarea structurii pierderilor de căldură se schiţează soluţiile, posibil de aplicat, care oferă posibilitatea creşterii eficienţei sistemelor de alimentare cu căldură ca o consecinţă a reducerii pierderilor în compartimentul format de reţelele de transport şi distribuţie, în care agentul termic este apa caldă sau apa fierbinte.

Taking into account the natural trend to limiting the investment and operation expenses as well as the environment impact, the concern to carry out systems with as high as possible efficiences, consequently with as less as possible losses, is justified.

After the presentation of heat losses structure, the paper presents the possible solutions enabling the of increase of heat supply systems efficiences as a result of loss cutting down in the transmission and distribution network sector where the heat carrier is the warm or hot water.

Discriptori: alimentare cu căldură, eficienţă, pierderi termice

I. Structura şi analiza pierderilor de căldură în reţelele de transport şi distribuţie

În sfera sistemelor de alimentare cu căldură sunt cuprinse, de regulă, următoarele compartimente interdependente:

- sursa (C.T. sau CET);
- reţeaua de transport şi distribuţie a agenului termic primar ;
- instalaţiile de transformare a parametrilor (punctele termice);
- reţeaua de distribuţie a agentului termic secundar şi de distribuţie a apei calde de consum;
- clădirile alimentate cu căldură pentru încălzire şi cu apă caldă de consum.

În figura 1 se prezintă, în principiu, compartimentele obişnuite ale unui sistem de alimentare cu căldură.

În fiecare din aceste compartimente, apar pierderi de căldură cu determinări particulare, efectul, pe ansamblu, concretizându-se printr-un randament general al asigurării nevoilor de energie ale abonaţilor.

I.1. Pierderile de căldură în surse

Într-o sursă apar următoarele categorii de pierderi de căldură:

* Universitatea Tehnică de Construcţii, Bucureşti

• pierderi de căldură aferente cazanelor (gaze de ardere, radiaţie în mediul înconjurător etc.);

• pierderi de căldură aferente conductelor circuitelor de legătură între echipamentele din clădirea centralei;

• pierderi de căldură aferente echipamentelor auxiliare (schimbătoare de căldură, pompe, armături etc.);

• pierderi de căldură aferente reţelei (conducte, armături etc.) din incintă (în clădiri, între clădiri şi până la gardul sursei);

acoperă energia necesară punctelor termice şi pierderile de căldură. Se poate scrie $Q_s = Q_{rp}$; dacă randamentul reţelei este $\eta_{r.p}$, căldura preluată din punctele termice este $Q_{PT} = \eta_{rp} \cdot Q_{rp}$.

I.2. Pierderile de căldură în reţeaua de transport şi distribuţie a agentului termic primar

În ceea ce priveşte valoarea pierderilor de căldură prin transfer aferente reţelelor de apă

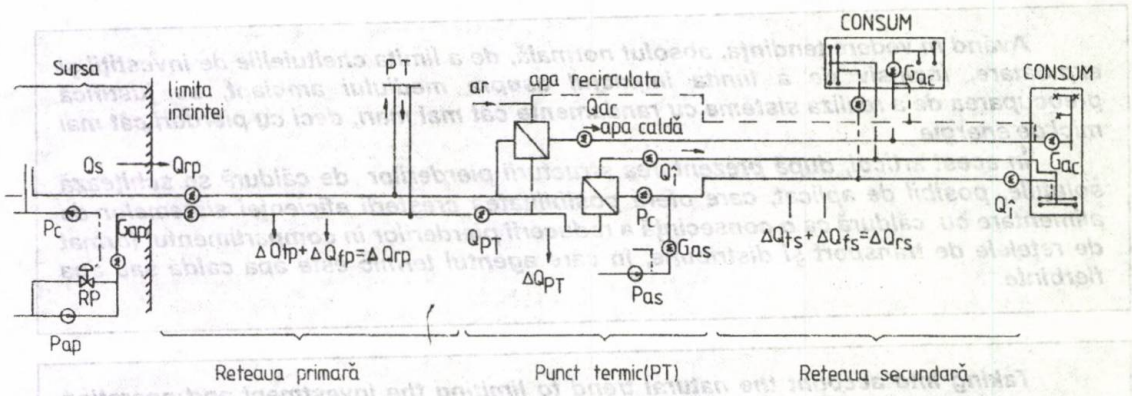


Fig. 1. Schema de principiu pentru un sistem cu căldură: G_{ap}- contor de fluid - apă de adaos (primar); G_{as} -contor de fluid-apă de adaos (secundar); G_{ac}- contor de fluid - apă caldă de consum: Q - contor de căldură; PT - punct termic; î - încălzire; ac - apă caldă de consum; RP - regulator de presiune.

- pierderi de căldură aferente agentului termic ce "părăseşte reţeaua de sursă prin locurile cu neetanşeităţi (garnituri de slabă calitate, conducte fisuri sau perforate prin coroziune etc.).

Dintre aceste categorii de pierderi cele mai importante din punct de vedere cantitativ sunt cele aferente cazanelor, pentru care constructorii (fabricanţii) precizează valoarea randamentului (circa 90-92 % pentru combustibil gazos sau lichid, circa 75-80 % pentru combustibil solid); deşi pentru celelalte pierderi menţionate mai sus nu s-au efectuat determinări specifice se poate aprecia că acestea diminuează randamentul sursei (η_s), putând deveni cu aproximativ 2-3 % mai mic decât randamentul cazanelor.

În cele ce urmează pierderile de căldură se vor raporta la puterea (energia) termică emisă de sursă la limita ei; deci:

$$Q_s = \eta_s \cdot Q, \qquad (1)$$

în care Q reprezintă energia primară a combustibilului ars în cazane şi dependentă de puterea calorifică. Energia emisă de sursă este preluată de reţeaua primară ($Q_{r.p}$) din care se

fierbinte sau apă caldă, se reţin următorii factori determinaţi:

a) **Modul de amplasare a conductelor** (suprateran, subteran în canal sau fără canal). Din punctul de vedere al pierderilor de căldură, cea mai avantajoasă este soluţia de amplasare a conductelor direct în sol (fără canal), cu condiţia menţinerii stării normale a protecţiei hidrofuge a izolaţiei termice.

b) **Regimul termic** (nivelul temperaturii) **de funcţionare a reţelei pe durata de calcul,** în corelare cu parametrii climatici ce caracterizează mediul ambiant. În acest sens este evident că reţelele de apă caldă au pierderi mai mici de căldură în comparaţie cu reţelele de apă fierbinte, aspect care este de constatat, în plan real, în condiţiile conceperii unor eventuale reţele de transport şi distribuţie pe agent "apă caldă" cu ecart de temperatură apropiat de cel întâlnit în reţelele de apă fierbinte. De exemplu, se pot dimensiona reţele de apă caldă cu parametrii nominali 110/60; 100/50, rezultând diametre ale conductelor la aceleaşi puteri termice instalate,

apropiate de cele aferente reţelelor de apă fierbinte.

c) **Evoluţia în timp a stării izolaţiei** concretizată prin degradarea caracteristicilor fizice care determină protecţia termică a conductelor; degradarea caracteristicilor izolaţiei termice se produce, de regulă, prin tastarea şi umezirea materialului izolant.

Pentru evaluarea pierderilor de căldură prin transfer din conductele reţelelor termice în mediul ambiant (notate cu ΔQ_{tp}) s-au efectuat o serie de determinări bazate pe calcule şi pe măsurători.

Astfel, plecând de la starea reală a izolaţiei termice a conductelor reţelei de apă fierbinte din Bucureşti şi confirmându-se prin măsurări concrete făcute pe unele zone, pierderile specifice stabilite teoretic, s-au cuantificat pierderile de căldură prin transfer ale întregii reţele primare a sistemului de termoficare; astfel, aceste pierderi (ΔQ_{tp}) au reprezentat 6,5 % în 1991 şi 8,7 % în 1992 din energia termică livrată de surse, la "gradul" acestora. În anumite zone ale sistemului din Bucureşti ca şi în unele sisteme mari de alimentare cu căldură din România, pierderile de căldură în reţelele primare ajung la 15-20 % din energia livrată de surse.

În alte ţări, cu sisteme relativ mari de alimentare cu căldură, pierderile de căldură în reţelele primare ating valori comparabile cu cele din ţara noastră.Astfel, în Danemarca, în sistemul cu o producţie de căldură de cel puţin 5 TJ/an (aproximativ 1400 MWh/an) la un kilometru de reţea, pierderile de căldură sunt cuprinse în domeniul 12-20 % din energia distribuită la gradul sursei.

Determinarea pierderilor de căldură prin izolaţie termică a reţelei, folosind măsurări în sistem, implică:

- măsurarea conţinutului de căldură al apei de reţea la limita sursei pe conductele de ducere şi de întoarcere;
- măsurarea cantităţii de căldură preluată de punctele termice.

Pierderile de căldură prin izolaţia termică rezultă din relaţia:

$$\Delta Q_{tp} = G_D \cdot c \cdot t_D - G_R \cdot c \cdot t_R - \left[Q_{PT} + \Delta Q_{fp}\right], \quad (2)$$

în care:

G_D este masa apei de reţea care parcurge conducta de ducere, măsurată la limita sursei;

G_R - masa apei de reţea care parcurge conducta de întoarcere, măsurată la limita sursei;

Q_{PT} - cantitatea de căldură măsurată la punctele termice;

ΔQ_{fp} - pierderile de căldură aferente cantităţii de fluid pierdute din reţeaua primară, inclusiv din punctele termice, prin locurile neetanşe, conform relaţiilor (3) şi (4).

În afara pierderilor de căldură prin transfer în reţelele primare de transport şi distribuţie, inclusiv pe circuitul primar al punctelor termice, mai există pierderi determinate de zonele neetanşe ale ţevilor şi armăturilor; este vorba, deci, de pierderi (scăpări) de fluid cărora le corespunde o cantitate de căldură:

$$\Delta Q_{fp} = \Delta Q'_{fp} + Q_{fp}", \text{ conform relaţiilor (3) şi (4).}$$

$$\Delta Q'_{fp} = a \frac{1}{3600} G_{fp} \cdot c(t_D - t_R), [\text{kWh}] \quad (3)$$

în care:

G_{fp} este cantitatea (masa) de fluid care trebuie reintrodusă, în perioada considerată, egală cu cantitatea de apă de adaos, în t;

c - căldura specifică a apei, egală cu $4185 \frac{\text{j}}{\text{kgk}}$;

t_D, t_R - temperaturile medii ale apei de reţea în conducta de ducere, respectiv de întoarcere în perioada considerată;

a - cota parte din cantitatea de fluid care se pierde în zona conductei de ducere (se poate considera $a = 0,5$).

Dacă ponderea pierderilor de fluid din fiecare zonă (de ducere şi de întoarcere) se schimbă, aşa cum se întâmplă în realitate, se modifică şi valoarea pierderilor de căldură aferente, conform relaţiei (3).

Pierderile de fluid determină o pierdere de căldură suplimentară faţă de cea exprimată cu relaţia (3), deoarece apa de adaos, pentru a intra în ciclul de preparare a apei de reţea, este supusă încălzirii de la temperatura apei dedurizate până la temperatura din conducta de întoarcere a reţelei; aceste pierderi de căldură,care trebuie suportate

distinct, sub aspectul costului, de distribuitorul de energie termică, se determină cu relaţia:

$$\Delta Q''_{fp} = \frac{1}{3600} G_{fp} \cdot c \cdot (t_R - t_a) \quad [\text{kWh}] \qquad (4)$$

în care t_a este temperatura medie, din perioada considerată, a apei dedurizate, în °C.

Debitul total al apei de adaos sau, în timp, cantitatea totală a apei de adaos pe o durată dată, se poate măsura cu un contor montat pe conducta de injecţie în reţea; pentru a stabili debitul (cantitatea) apei de adaos aferentă reţelei primare, respectiv circuitelor din sursă, se poate considera un factor de departajare ţinând seama de volumul apei din centrală şi respectiv din reţeaua primară a sistemului, inclusiv din punctele termice şi din instalaţiile racordate direct. În cazul în care există contoare pe conductele de ducere şi de întoarcere, la "gardul" sursei, se pot folosi măsurătorile acestora.

Debitul volumetric al apei de adaos aferente reţelei primare şi punctelor termice se poate exprima cu relaţia:

$$V_{adp} = V_D - V_R = V_{fp} \pm \Delta V_{\Delta t} \left[\text{m}^3 / \text{h}\right] \qquad (5)$$

Debitul volumetric total al apei de adaos include debitul aferent reţelei primare ($V_{\text{ad.p}}$) şi debitul aferent circuitelor din sursă ($V_{\text{ad.s}}$); debitul total ($V_{\text{ad}} = V_{\text{ad.p}} + V_{\text{ad.s}}$) este contorizat. În relaţia (5):

V_D este - debitul volumetric al apei (la limita sursei), în m^3/h; se poate contoriza;

V_R - debitul volumetric al apei de reţea pe conducta de întoarcere înainte de punctul de injecţie al apei de adaos (la limita sursei), în m^3/h; se poate contoriza;

V_{fp} - debitul volumetric al apei de reţea (în conductele de ducere şi de întoarcere şi în PT), care se pierde prin neetanşeităţi;

$\Delta V_{\Delta t}$ - variaţia de volum raportată la unitatea de timp, determinată de eventuala inegalitate dintre sporul de temperatură asigurat de sursă (Δt_S) şi căderea de temperatură generată de consumatori (Δt_C); $\Delta t_S \gtrless \Delta t_C$

Apa de adaos se poate exprima şi în debit masic, dependent de temperatura pe care o are după degazare, în punctul de injecţie (în rezervorul de apă de adaos):

$$G_{\text{ad·p}} = V_{\text{ad·p}} \cdot \rho_{\text{ad}} \cdot \left[\text{t} / \text{h}\right] \qquad (6)$$

în care ρ_{ad} este densitatea apei de adaos, în t/m^3.

Se poate deci scrie:

$$G_{\text{ad·p}} = G_{fp} = V_{\text{ad.p}} \cdot \rho_{\text{ad}} \qquad (7)$$

În ceea ce priveşte pierderea de fluid prin neetanşeităţi se impune constatarea că factorii determinanţi sunt aleatori, influenţând pierderile de energie de la etapă la etapă, de la sistem la sistem: dintre factorii care determină mărimea şi variaţia pierderilor de fluid, şi deci de energie, se menţionează:

- calitatea execuţiei şi a întreţinerii conductelor, armăturilor şi echipamentelor din reţea şi din punctele termice;
- valoarea presiunii agentului din conductele de ducere şi de întoarcere;
- temperatura agentului;
- sustragerea intempestivă de fluid.

Din punctul de vedere al pierderilor de fluid, sistemele de alimentare cu căldură din ţara noastră se caracterizează prin valori deosebit de mari, explicaţia ţinând atât de calitatea inferioară a armăturilor şi a echipamentelor (compensatoare, schimbătoare de căldură etc.), cât şi de precaritatea activităţii de întreţinere şi reparaţii, pe durate uneori de zeci de ani, a tuturor compartimentelor sistemelor.

Se poate aprecia că însăşi normele valabile în ţara noastră, care prevăd limitele admise ale debitelor de apă de adaos sunt prea largi pentru sisteme bine realizate şi exploatate.

Ca exemplu se poate reţine cantitatea de apă de adaos (pierdută) în sistemul de termoficare din oraşul Bucureşti, de 6833890 t/an în 1991 şi de 7306220 t/an în 1992, ceea ce a reprezentat o pierdere de căldură echivalentă de 2,9 % în 1991 şi de 2,6 % în 1992 în raport cu cantitatea de căldură emisă de sursă.

Pentru comparaţie, se menţionează că în sistemele de alimentare cu căldură din Danemarca, pierderile de căldură datorate pierderilor de fluid reprezintă maximum 2 % din pierderea totală de căldură a conductelor; uneori, această cifră este de numai 0,5 %.

Făcând un bilanţ al pierderilor de căldură aferente reţelei agentului termic primar rezultă:

$$\Delta Q_{rp} = \Delta Q_{tp} + \Delta Q_{fp}$$

în care:

ΔQ_{tp} reprezintă pierderile de căldură prin transfer în mediul ambiant - vezi relaţia (2);

ΔQ_{fp} - pierderile de căldură aferente pierderilor de fluid în reţeaua primară şi punctele termice - vezi relaţiile (3) şi (4).

Dacă admitem că, în condiţiile actuale din ţara noastră, ΔQ_{tp} reperezintă circa 6-9 % din $Q_s(Q_{rp})$ şi ΔQ_{fp} - reprezintă circa 2-3 % din Q_s.căldura preluată de punctele termice rezultă din:

$$Q_{PT} = \eta_{rp} . Q_s = (0{,}88...0{,}92)\, Q_s \qquad (9)$$

I.3. Pierderile de căldură din punctele termice

În instalaţiile de racordare a abonaţiilor (punctele termice) la reţelele agentului termic primar are loc transformarea parametrilor acestuia (presiunea şi temperatura) în cadrul proceselor de încălzire, ventilare şi preparare a apei calde de consum. În punctele termice se transferă energia termică de la agentul primar la agentul secundar (apa caldă de încălzire, apa caldă de consum) cu o anumită pierdere reflectată în randament:

$$Q_{r.s} = \eta_{PT} \cdot Q_{PT}, \qquad (10)$$

în care:

Q_{rs} este căldura preluată de reţeaua secundară (de distanţă), la limita punctelor termice, cuprinzând căldura utilă abonaţilor în procesele asigurate, pierderilor de căldură prin transmisie în mediul ambiant şi pierderile de căldură aferente scăpărilor de fluid din reţeaua secundară;

Q_{PT} - căldura preluată de punctul termic de la agentul primar, acoperind căldura cedată agentului termic secundar şi pierderile de căldură prin transmisie, aferente circuitelor agentului primar din PT, inclusiv pierderile prin radiaţie în mediul ambiant ale schimbătoarelor de căldură.

Pe baza efectuării unor studii de bilanţ energetic în unele puncte termice existente s-a putut deduce că randamentul acestora (η_{PT}) este de circa 0,97-0,98, conductele şi echipamentele fiind izolate cu saltele de vată minerală.

Pentru contorizarea energiei termice din PT se prevede, de regulă: contor de căldură pe conducta principală de întoarcere a agentului primar; contor de căldură pentru apa caldă de consum; contor de fluid pentru apa de adaos pe circuitul secundar; contor de căldură pe conducta de ducere a agentului secundar de încălzire.

I.4. Pierderile de căldură în reţelele agentului termic secundar

Prin reţelele secundare se distribuie căldura necesară încălzirii clădirilor, utilizând, de regulă, apa caldă ca agent termic; de asemenea, în structura reţelelor secundare sunt cuprinse conductele de apă caldă de consum şi de recirculare a acesteia.

Conductele reţelelor secundare au o configuraţie arborescentă, având ca loc de plecare punctul termic al ansamblului alimentat, iar ca extremităţi instalaţiile interioare de distribuţie din clădirile acestuia.

Căldura utilă distribuită consumatorilor cuprinde cota parte aferentă încălzirii clădirilor (Q_i) şi cota parte aferentă preparării apei calde de consum (Q_{ac}); adică:

$$Q_u = Q_i + Q_{ac}. \qquad (11)$$

Reţeaua secundară trebuie să prcia din PT o cantitate de energie termică (Q_{rs}) astfel încât să acopere Q_u şi pierderile de căldură (ΔQ_{rs}) :

$$Q_{rs} = Q_u + \Delta Q_{rs} \qquad (12)$$

sau, folosind randamentul reţelei secundare:

$$Q_u = \eta_{r.s} \times Q_{rs} \qquad (13)$$

Pierderile de căldură în reţelele secundare cuprind:

- pierderile de căldură prin transfer (ΔQ_{ts}) în mediul ambiant, dependente de soluţia de amplasare (în prezent, în canale din beton armat) de regimul termic în care este vehiculat apa caldă şi de caracteristicile şi starea izolaţiei;
- pierderile de căldură generate de pierderile de fluid prin locurile neetanşe (ΔQ_{fs}).

Pierderile de căldură prin transfer în mediul ambiant aferente reţelelor secundare din sistemele existente la noi în ţară nu au putut fi determinate prin măsurători riguroase, deoarece nu s-a dispus de aparatele de măsură de bună calitate. Totuşi,

pentru câteva reţele secundare s-au efectuat analize şi determinări indirecte, rezultând că pierderile de căldură prin transfer reprezintă circa 8 ... 5 % din căldura emisă de punctele termice şi preluată de reţea, în funcţie de starea izolaţiei termice a conductelor.

În cazul reţelelor secundare bine executate şi întreţinute, pierderile de fluid ar trebui să fie neglijabile. În realitate, datorită atât calităţii slabe a conductelor şi armăturilor, cât şi întreţinerii şi reparării defectuoase a reţelelor, pierderile de fluid (deci şi de căldură aferentă) ating, deseori, valori importante. În microsistemele secundare, într-o exploatare relativ normală, acolo unde s-au putut efectua determinări ale cantităţilor de apă de adaos acestea nu au dus la pierderi de căldură mai mari de 0,1 ... 0,5 % din căldura emisă în reţeaua secundară.

Dacă se adună pierderile prin transfer, cu cele aferente pierderilor de fluid, rezultă că în reţeaua secundară pierderile totale reprezintă 2,1 ... 5,5 din căldura preluată de reţeaua secundară (randament de 0,945 - 0,979).

În scopul determinării pierderilor de căldură în reţelele secundare, prin măsurări concrete, se pot folosi, ca exemplu (vezi fig.1):

- un contor de căldură montat pe conducta secundară de ducere din punctul termic (sau pe fiecare ramură care pleacă din punctul termic) care alimentează instalaţiile interioare de încălzire din clădiri;
- câte un contor de căldură la fiecare extremitate a ramurilor reţelei secundare, măsurând cantitatea utilă, necesară, de căldură pentru încălzirea clădirilor respective (Q_u);
- un contor de fluid pe conducta de injecţie a apei de adaos;
- conductor de căldură pentru prepararea apei calde de consum în punctul termic;
- contor de fluid şi înregistratoare de temperatură la extremităţile ramurilor reţelei de distribuţie a apei calde de consum.

I.5. Pierderile totale de căldură în reţelele de transport şi distribuţie şi în instalaţiile de racordare

Luând în calcul pierderile determinate de cedările de căldură prin transmisie în mediul ambiant şi de pierderile de fluid în fiecare din segmentele sistemelor (exceptând sursa) se poate deduce valoarea pierderilor totale:

$$\Delta Q_{tot} = (1 - \eta_{tot})\, Q_s, \qquad (14)$$

în care η_{tot} este randamentul general al transportului şi distribuţiei căldurii de la gardul sursei până la consumatori (încălzire şi apă caldă de consum) energia utilă acestora este:

$$Q_u = h_{tot} \cdot Q_s \qquad (15)$$

Randamentul total este dat de produsul randamentelor reţelelor din circuitul primar şi cel secundar şi al punctelor termice:

$$\eta_{tot} = \eta_{r.p} \cdot \eta_{P.T} \cdot \eta_{r.s} \qquad (16)$$

Dacă acestor randamente li se acordă valori uzuale, în condiţiile din ţara noastră, rezultă:

η_{rp} = 0,88 ... 0,92 - randamentul reţelei primare

η_{PT} = 0,97 ... 0,98 - randamentul punctelor termice

η_{rs} = 0,945 ... 0,979 - randamentul reţelelor secundare

η_{tot} = 0,807 ... 0,883 ceea ce duce la valori posibile ale pierderilor totale de căldură de circa 11,7 ... 19,3 % din căldura asigurată de surse, la limita lor, preluată de reţeaua primară de transport şi distribuţie.

Este de reţinut că valorile de mai sus sunt deduse pentru funcţionarea într-un ciclu de un an calendaristic şi sunt orientative; valorile randamentelor şi respectiv ale pierderilor procentuale pot diferi de la sistem la sistem sau de la zonă la zonă în interiorul unui sistem, în funcţie de starea izolaţiei termice, de calitatea lucrărilor de întreţinere şi reparaţii şi de densitatea termică.

II. Soluţii de reducere a pierderilor de căldură în reţelele termice de transport şi distribuţie

În principiu, pentru reducerea pierderilor de căldură în reţelele termice, faţă de situaţia actuală, soluţiile trebuie să vizeze creşterea rezistenţei la trecerea căldurii de la agent la mediul înconjurător; se răspunde la această cerinţă prin caracteristicile materialului termoizolant (stabilitate a structurii fizico-chimice, coeficientul de conductivitate) şi prin grosimea stratului acestuia (în limite raţionale din punct de vedere tehnico-economic).

De asemenea, prin soluţia de izolare agreată, trebuie să se asigure protecţia izolaţiei, inclusiv a conductelor de oţel împotriva factorilor distructivi exteriori: umiditate, substanţe corosive, eventuale sarcini mecanice etc.

O astfel de soluţie, care se practică în ţările dezvoltate de circa 10-15 ani, constă în montarea conductelor direct în sol (fără canal), utilizând ţevi preizolate cu spumă rigidă de poliuretan; la exteriorul izolaţiei se prevede o manta continuă din ţeavă de polietilenă (polipropilenă) care asigură protecţia hidrofugă şi mecanică a izolaţiei.

Din anul 1992 s-a început aplicarea acestei soluţii şi în ţara noastră, în acţiunile de reabilitare (modernizare) a unor reţele termice din câteva oraşe; se întrevede aplicarea ei pe scară largă în următoarele etape.

În baza calculelor deja elaborate, se poate deduce că, faţă de soluţia veche de izolare (cu saltele de vată minerală înfăşurate pe conductele montate în canale de beton), soluţia preconizată (conducte preizolate cu spumă de poliuretan) duce la o reducere a pierderilor cu cel puţin 50 % (de cel puţin două ori); reducerea poate fi şi mai mare dacă ne raportăm la starea actuală a izolaţiei termice din multe sisteme de alimentare, starea precară afectată de tasări şi umezire, de o deteriorare mai mult sau mai puţin accentuată.

- Un efect similar se poate obţine dacă în punctele termice se aplică soluţia de izolare cu spumă de poliuretan, folosind eventual cochilii prefabricate. Această soluţie nu este indicată, având în vedere traseele circuitelor agenţilor termici în incinta punctelor termice, cu multe schimbări de direcţie şi ramificaţii.

Totuşi, şi în punctele termice chiar în cazul soluţiei actuale de izolare se pot reduce pierderile de căldură în mediul ambiant prin înlocuirea schimbătoarelor multitubulare actuale cu schimbătoare cu plăci, de dimensiuni mult mai mici, având şi o rezolvare constructivă care elimină complet posibilitatea apariţiei de pierderi de fluid.

- O altă cale de a reduce pierderile de căldură în punctele termice constă în prevederea de robinete, pompe etc. performante, de dimensiuni relativ reduse, cu un grad superior de etanşare.

Încercând o cuantificare informativă a unor eventuale reduceri a pierderilor de căldură prin aplicarea soluţiilor menţionate rezultă:

- Prin reducerea la jumătate (cu 50 %) a pierderilor de căldură prin transmisie, atât în reţelele primare, cât şi în reţelele secundare şi prin reducerea la un sfert (cu 75 %) a pierderilor de fluid randamentele capătă valorile:

η_{cp} = 0,94 ... 0,96 - randamentul reţelei primare

η_{PT} = 0,975 .. 0,985 - randamentul punctelor termice

η_{rs} = 0,975 .. 0,988 - randamentul reţelelor secundare

η_{tot} = 0,893 .. 0,934 - randamentul general în compartimentul de transport şi distribuţie al sistemului de alimentare cu căldură, ceea ce duce la valori ale pierderilor de căldură de circa 6,5 ... 10,7 % din căldura livrată de sursă şi preluată de reţeaua primară.

Plecând de la aceste pierderi, exprimate procentual şi comparate cu pierderile totale de căldură prezentate în I.5, rezultă că prin aplicarea soluţiilor de reabilitare, se poate realiza o reducere a cantităţii de căldură livrată de sursă cu minimum 6-10 % faţă de situaţia actuală: această reducere se traduce, evident, într-o economie de combustibil faţă de consumul actual.

- O soluţie de reducere a pierderilor de căldură în reţele şi puncte termice o oferă descreşterea temperaturii agenţilor termici în conductele ducere/întoarcere, atât în condiţii nominale, cât şi în regimurile termice din funcţionarea de durată, corelate cu soluţiile de reglare adoptate.

Un aspect important, legat de reducerea nivelului de temperatură al agentului termic preparat în ciclu de cogenerare cu turbine cu abur, este creşterea indicelui de termoficare (producţia de energie electrică pentru o unitate de energie termică livrată) odată cu diminuarea temperaturii de preparare a apei de reţea.

În general, reducerea temperaturii agentului cu care se transportă şi distribuie căldura trebuie să se justifice tehnico-economic. Analizând diversele influenţe ale acestei tendinţe, se poate afirma că reducerea temperaturii este limitată, în ultimă instanţă, prin performanţele componentelor instalaţiilor de la consumatori (schimbătoare de căldură, corpuri şi aparate de încălzire etc.).

În legătură cu efectul de diminuare a pierderilor de căldură ca urmare a funcţionării cu temperaturi mai scăzute ale apei de reţea se menţionează concluzia analizelor făcute de specialişti străini, şi anume: la un nivel mediu de izolare a conductelor, rezultă economii de energie termică de aproximativ 0,3 % din energia intrată în

sistem, pentru fiecare 1°C reducere a temperaturii medii în reţea.

În acest sens, apare interesant să se deducă, prin analize specializate, astfel de indici valabili pentru sistemele existente reabilitate în România sau pentru eventuale sisteme noi.

Concluzii

Constatând structura pierderilor de energie în compartimentul de transport şi distribuţie din sistemele mari de alimentare cu căldură din România, în articol se identifică posibilităţi de reabilitare (modernizare) a acestora, de sporire a eficienţei economice.

Se propune producătorilor şi distribuitorilor de căldură analizarea următoarelor soluţii:

- promovarea amplasării subterane (fără canal) a conductelor folosind ţevi preizolate cu spumă de poliuretan, atât în cazul reţelelor existente cu un grad avansat de degradare, cât şi în cazul reţelelor noi;
- restructurarea instalaţiilor de racordare a consumatorilor şi înlocuirea ehipamentelor existente cu echipamente performante (schimbătoare de căldură, pompe, armături etc.), inclusiv cu componente de reglare şi de contorizare a consumurilor;
- adaptarea sistemelor existente, ca de la caz la caz, să se reducă parametrii de funcţionare (presiune, temperatură) în toate compartimentele sistemelor, prin studii de justificare tehnico-economică.

Referent: ing. Nicolae Niculescu - Institutul de Studii şi Proiectări Energetice, Bucureşti

(Primit la 7 martie 1995, acceptat la 22 martie 1995)

Recenzie

MDIS Report: Grupul de Consultanţi Cadogan Power Generation Companies in Europe", Ed. MDIS Publications Limited Chichester West Sussex, UK , 1995 May

Lucrarea elaborată de grupul de consultanţi Cadogan este publicată de MDIS Publications Limited în luna mai 1995.

Este un raport ce cuprinde un ansamblu de date şi informaţii, privind activităţile desfăşurate la nivelul principalelor companii de electricitate din Europa. Întregul material este organizat în 3 volume (circa 1300 pagini format mare) şi oferă o amplă documentare asupra domeniului energiei electrice, aşa cum este abordat astăzi în 20 de ţări din Comunitatea Europeană sau din afara ei.

În introducere se face o prezentare globală asupra perspectivelor cererii mondiale de energie electrică şi a aspectelor caracteristice ultimilor 5 ani în domeniul energiei electrice. Astfel, o prognoză optimistă indică pentru anul 2000 o cifră a capacităţilor necesare în jur de 730 GW. Din creşterea de 80 GW presupusă pentru următorii 10 ani se consideră că cea mai mare parte se va concentra în ţările din Europa centrală şi de est, iar din noile capacităţi, peste 50 % vor aparţine sectorului privat.

Fenomenul caracteristic pentru etapa actuală în sectorul energiei electrice este un proces semnificativ de restructurare şi reorganizare, în sensul creşterii influenţei întreprinderilor independente. El se manifestă în mod diferit: în ţările dezvoltate reformele tind spre reducerea continuă şi eliminarea monopolului companiilor de stat, în ţările în curs de dezvoltare guvernele încurajează investiţiile străine pentru a susţine propriile programe de dezvoltare în acest sector.

Procesul este încurajat şi de Banca Mondială în ţările unde guvernele îşi exprimă clar opţiunile pentru privatizare şi economie de piaţă. Noile orientări şi situaţia la zi în domeniul energiei electrice sunt prezentate de autori pentru fiecare ţară în parte. Ele sunt completate cu un mare volum de date şi informaţii privind activităţile desfăşurate în ultimii 5 ani şi rezultatele obţinute şi problemele de perspectivă ale fiecăreia dintre cele 38 companii de electricitate europene care au făcut obiectul raportului.

Elaboratorii prezintă informaţiile pe ţări, în ordine alfabetică şi, în cadrul fiecărei ţări, pe companii, fiind alese cele importante, nu după mărime, ci după caracterul dominant pe care îl imprimă domeniului energiei electrice în ţara respectivă.

Materialul este sistematizat şi organizat în cîteva secţiuni, care se reiau pentru fiecare ţară.

Se începe cu o secţiune de **informaţii generale** privind sectorul energiei electrice al ţării respective: modul de organizare, principalele companii, grupuri, instituţii etc. cu activităţi în domeniu, puterea instalată, structura pe diferite tipuri de grupuri, producţia realizată şi sursele ei, consumul şi repartiţia lui pentru principalele activităţi, importul şi exportul de energie electrică, puterea maximă la vârf, evoluţia consumului în anii viitori şi modul de acoperire.

După această prezentare succintă, bazată pe date la nivelul anilor 1993 - 1994, se continuă cu *(continuare în p.254)*

ing. Lia Bejuscu

PROCEDURI DE IDENTIFICARE A CARACTERISTICILOR TERMICE ALE COMPONENTELOR CIRCUITULUI SECUNDAR ÎN SCOPUL REABILITĂRII ENERGETICE A SISTEMULUI DE ÎNCĂLZIRE PRIN TERMOFICARE

Dr. ing. DAN CONSTANTINESCU*

Reabilitarea energetică a sistemului de încălzire prin termoficare a municipiului Bucureşti necesită desfăşurarea corectă a activităţii de expertizare a circuitului secundar, cuprinzând punctele termice, reţeaua de distribuţie a agentului termic şi construcţiile de locuinţe. În lucrare se prezintă bazele teoretice, precum şi măsurători specifice procedurilor de identificare a caracteristicilor termice ale schimbătoarelor de căldură, reţelei şi construcţiilor de locuinţe. Rezultatele obţinute au fost utilizate în activitatea de diagnoză, desfăşurată cu ajutorul programului de calcul "SIMPATIC". Se prezintă, alături de performanţa energetică actuală a punctului termic PT1. Uverturii, şi performanţele ce pot fi obţinute ca urmare a reabilitării sistemului în ansamblul său.

The energy rehabilitation of district heating system in Bucharest requires a proper expert survey of secondary loop including thermal substations, heat carrier distribution network and buildings of residences. This paper presents the theoretical fundamentals as well as the measurements specific to the procedure used in assesing the thermal characteristics of the heat exchagers, network and buildings of residences. The results obtained were used in the diagnosis activity supported by the "SIMPATIC" software.

The paper also introduces the present energy efficiency of the PT1 Uverturii" thermal substation as well as the efficiency values that may be reached as a result of the rehabilitation of the entire system.

Descriptori: termoficare, sisteme de încălzire, caracteristici termice

1. Introducere

Reabilitarea energetică a sistemului de încălzire prin termoficare constituie o preocupare a specialiştilor în domeniu, pornind de la producţia de energie până la utilizarea acesteia la nivel de consumator.

Lucrarea de faţă îşi propune să prezinte bazele metodologice necesare activităţii de expertizare şi diagnoză energetică a circuitului secundar de încălzire a locuinţelor racordate la sistemul de termoficare urbană. Exemplele numerice se referă la funcţionarea unor puncte termice din municipiul Bucureşti, dar metodele de analiză teoretică şi experimentală au caracter general, putând fi aplicate oricărui sistem de încălzire prin termoficare.

Ţinând seama de faptul că în prezent circa 70 % din apartamentele din Bucureşti sunt racordate la sistemul de încălzire şi producere a apei calde prin termoficare se impune ca acest sistem să funcţioneze corect, asigurând parametrii de confort necesari unei locuiri decente. De asemenea, se impune ca asigurarea confortului să implice un consum raţional de energie, prin urmare o funcţionare eficientă a întregului sistem. În prezent, aceste deziderate sunt numai în parte îndeplinte şi aceasta datorită nivelului inacceptabil al temperaturilor interioare din apartamente

* Institutul de Cercetări pentru Construcţii - INCERC, Bucureşti

realizat de sistemul de încălzire în sezonul rece. Evident, prin reducerea potenţialului termodinamic caracteristic consumatorilor se asigură o reducere a consumurilor energetice, dar principala funcţiune a sistemului este eludată.

Se poate afirma că marea majoritate a apartamentelor încălzite prin sistemul de termoficare urbană sunt afectate de sindromul de casă bolnavă. Nivelul scăzut al temperaturilor interioare (14^0C-17^0 C) în sezonul rece, asociat cu o insuficientă ventilare a spaţiilor de locuit şi cu utilizarea unor surse auxiliare de căldură total improprii (flacără deschisă) favorizează instalarea sindromului sus-menţionat. În plus, circa 120 000 de apartamente sunt afectate de condens, în forme mai mult sau mai puţin grave. Neremedierea situaţiei duce la efecte sociale negative, îmbolnăviri severe ale locatarilor şi degradarea structurii de rezistenţă a locuinţelor afectate de condens. Prin urmare, reabilitarea energetică a sistemului este o problemă de maximă actualitate şi implică, după opinia noastră, două etape de analiză distincte:

- determinarea soluţiei tehnice minimale care duce, în condiţiile actuale de furnizare a căldurii, la realizarea în construcţii a unui microclimat acceptabil. Soluţia tehnică vizează reţeaua de distribuţie a agenţilor termici, echiparea punctelor termice, instalaţiile de încălzire din locuinţe şi protecţia termică suplimentară a acestora;

- determinarea soluţiei optime de reducere a consumului de căldură din locuinţe, care este o problemă în special de gestiune energetică şi constituie o etapă ulterioară asigurării condiţiilor normale de habitat.

Orice soluţie de reabilitare implică două etape de lucru, după cum urmează:

- expertizarea tehnică a componentelor sistemului şi a sistemului în ansamblul său;

- diagnoza energetică şi soluţii de reabilitare tehnică.

Lucrarea de faţă se referă la circuitul secundar al sistemului de încălzire prin termoficare, inclusiv construcţiile şi instalaţiile interioare de încălzire. Se prezintă procedurile de expertizare tehnică a punctelor termice, a reţelei de agent termic secundar şi a construcţiilor, atât sub aspect teoretic, cât şi sub forma unor măsurători efectuate în perioada 1992 - 1994, în unele puncte termice din Bucureşti. De asemenea, se prezintă posibilele soluţii tehnice de reabilitare, analizate pe baza programului de diagnoză "SIMPATIC", elaborat de autor.

Lucrarea nu conţine analiza economică a soluţiilor studiate.

II. Caracteristicile alimentării cu căldură prin termoficare a locuinţelor din municipiul Bucureşti

În continuare se prezintă, pe scurt, principalele caracteristici ale alimentării cu căldură prin sistemul de termoficare, precum şi caracteristici ale protecţiei termice a locuinţelor din municipiul Bucureşti. Se consideră că datele statistice privind furnizarea de căldură, precum şi capacitatea surselor sunt cunoscute.

Măsurătorile efectuate în perioada 1992-1994 în câteva puncte termice reprezentative din municipiul Bucureşti (fig.1), demonstrează că din necesarul anual de căldură de 19500 TJ pentru încălzirea celor circa 560000 de apartamente racordate la sistemul de termoficare, s-a livrat numai cantitatea de 13620 TJ (69%), conducând la o temperatură medie în locuinţe de 16,5 ^{0}C [1].

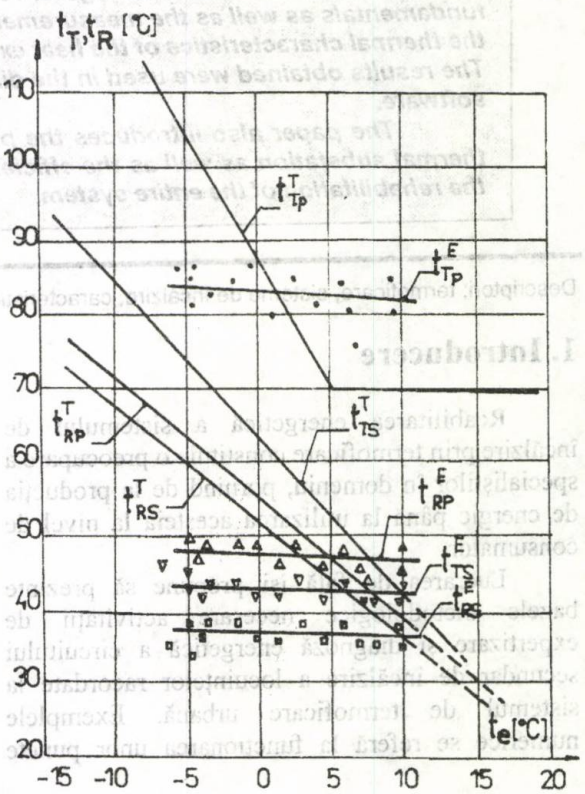


Fig. 1. Variaţia temperaturilor agenţilor termici în funcţie de temperatura exterioară: T - teoretic; E - experimental.

În condiţiile actuale de alimentare cu căldură a locuinţelor, rezistenţa termică a construcţiilor nu poate asigura temperatura interioară corespunzătoare normelor de confort.

Soluţia unor noi capacităţi de producţie pare a corija situaţia actuală, însă cu riscul de a perpetua o risipă importantă de căldură la nivelul locuinţelor. Este suficient să amintim că în cazul construcţiilor româneşti consumul anual mediu de căldură este de 520 MJ/m^{2}an, în timp ce în Danemarca valoarea echivalentă este de 361 MJ/m^{2}an la nivelul anului 1990, faţă de 685 MJ/m^{2}an în anul 1973 [2]. Prin urmare, rezultă că, din punctul de vedere al diminuării fluxului termic disipat prin anvelopa construcţiilor, nu s-a înregistrat nici un progres concret în România, continuându-se şi în prezent proiectarea şi realizarea unor construcţii slab izolate termic. Practic nu există prevederi legale care să amendeze soluţiile tehnice neconservative şi să promoveze soluţiile conservative din punct de vedere energetic.

Trebuie subliniat faptul că, mai importantă decât realizarea unor construcţii noi conservative, este remedierea protecţiei termice a construcţiilor existente. Aceasta ar putea facilita promovarea sistemului de termoficare de joasă temperatură, deoarece în construcţiile existente, suprafaţa montată a corpurilor de încălzire poate asigura, la temperatura scăzută a agentului termic în condiţii de izolare termică suplimentară a construcţiilor, temperatura interioară de confort. Se asigură, de asemenea, şi un coeficient de termoficare ridicat, fapt care duce la avantaje economice, fără a greva confortul termic din locuinţe.

Subliniem faptul că vârsta medie a construcţiilor din municipiul Bucureşti este de circa 35 ani şi practic în paralel cu lucrările de consolidare antiseismică a acestora se poate aborda şi un program de protecţie termică. Valoarea rezistenţelor termice suplimentare, impuse de soluţia tehnică minimală, se determină pe baza analizei sistemului în ansamblul său, ţinându-se seama de rezultatele preliminare ale expertizei tehnice.

III. Proceduri de identificare termică a punctelor termice, a reţelei de agent termic secundar şi a construcţiilor

Identificarea termică este parte componentă a activităţii de expertizare tehnică şi constă în determinarea caracteristicilor reale ale unui sistem sau/şi ale elementelor componente. Pe baza acestor caracteristici se poate concepe un model matematic, care să descrie comportamentul sistemului şi să poată fi utilizat în activităţile de diagnoză şi de elaborare a soluţiilor de reabilitare energetică.

Identificarea termică implică prelucrarea unor date experimentale conform unor modele matematice care aproximează cât mai corect fenomenul analizat. În continuare, se prezintă bazele teoretice ale unor tipuri de identificări termice absolut necesare unei activităţi de diagnoză energetică.

III.1 Identificarea termică a schimbătoarelor de căldură

Ecuaţia caracteristică a schimbătoarelor de căldură din punctele termice este următoarea:

$$Q_{SCH} = (KS)_{SCH} \cdot \Delta t_{\log} \cdot \qquad (1)$$

Identificarea termică constă în determinarea caracteristicii termice reale $(KS)_{SCH}$, care diferă de caracteristica teoretică de proiect. Măsurătorile care se efectuează vizează următoarele valori: $t_{T_{Pj}}, t_{R_{Pj}}, t_{T_{Sj}}, t_{R_{Sj}}, G_{P_j}^{PT}$ şi $G_{S_j}^{PT}$, în care indicele "j" semnifică numărul de ordine al experimentării. Din ecuaţia (1) se obţine:

$$(KS)_{SCH\,j} = \frac{G_{S\,j}^{PT} \cdot c}{R_{T\,j} - 1} \cdot \ln(R_{Tj}^{1}), \qquad (2)$$

în care:

$$R_{T\,j} = \frac{t_{TP\,j} - t_{RP\,j}}{t_{TS\,j} - t_{RS\,j}}; \qquad R_{T\,j}^{I} = \frac{t_{TP_j} - t_{TS\,j}}{t_{RP\,j} - t_{RS\,j}}.$$

Legea practică de determinare a valorii coeficientului global de transfer de căldură "k" este asimilată legii pereţilor plani:

$$k_{SCH} = \left(\frac{1}{\alpha_p} + \frac{1}{\alpha_s} + R_d \right)^{-1}.$$

Prin urmare, caracteristica termică globală $(KS)_{SCH}$ se poate scrie sub forma:

$$(KS)_{SCH} = \left(\frac{1}{\dot{\alpha}_p} + \frac{1}{\dot{\alpha}_s} + \dot{R}_d \right)^{-1}, \quad (3)$$

în care:

$$\dot{\alpha}_s = \alpha_s \cdot S_{SCH}; \dot{\alpha}_p = \alpha_p \cdot S_{SCH}; R_d = R_d / S_{SCH};$$

$$\dot{\alpha}_s = (a_s + b_s \cdot t_s + c_s \cdot t_s^2) \cdot G_s^r;$$

$$\dot{\alpha}_p = (a_p + b_p \cdot t_p + c_p \cdot t_p^2) \cdot G_p^r;$$

Ecuaţia (3) se poate scrie sub forma:

$$\frac{G_{Sj}^{PT}}{R_{Tj} - 1} \ln (R_{Tj}^{I}) = \left(\frac{1}{\dot{a}_{Pj}} + \frac{1}{\dot{a}_{Pj}} + \dot{R}_d \right)^{-1}, \quad (4)$$

care conţine şapte necunoscute a_s, a_p, b_s, b_p, c_s, c_p, şi R_d. Dacă se efectuează "n" măsurători se generează C_n^7 sisteme de ecuaţii de tipul ec. (4), fiecare ducând la determinarea unui set de valori necunoscute. Valorile finale se determină din analiză ($\sigma a / \bar{a}$), astfel încât:

$$\sigma a / \bar{a} \leq \varepsilon. \quad (5)$$

Cu valorile medii $\bar{a}_p, \ldots, \bar{R}_d$ astfel determinate, modelul matematic care descrie comportamentul termic al schimbătoarelor de căldură reale este dat de rel. (3).

Procedura prezentată este necesară deoarece nu se cunosc suprafeţele active şi nici grosimile de depuneri şi natura lor în schimbătoarele aflate în exploatare. Pe baza caracteristicii reale (3) se pot face comparaţii cu caracteristica teoretică evidenţiind defecţiunile schimbătoarelor existente.

III.2 Identificarea termică a reţelei de distribuţie a agentului termic secundar

Reţeaua de distribuţie a agentului termic secundar se caracterizează prin pierderea de exergie către mediul ambiant şi pierderea de exergie datorată apei de adaos introduse în punctul termic, în scopul compensării pierderilor de apă din reţea. Modelul matematic care descrie variaţia temperaturii agentului termic este modelul clasic specific regimului staţionar de transfer de căldură:

$$\frac{t_x - t_{CT}}{t_{x=0} - t_{CT}} = \exp\left(-\frac{k_j \cdot P}{G_j \cdot c} \cdot X \right), \quad (6)$$

în care temperatura medie a aerului din canalele termice sau/şi din subsolurile clădirilor este determinată la rândul său de temperatura agentului termic şi de caracteristicile geometrice şi fizice ale mediului ambiant. Rel. (6) este utilă, deoarece permite determinarea pierderii de exergie prin transfer de flux termic de la fluid către mediul ambiant. Cea de a doua categorie de pierderi exergetice este reprezentată de fluxul termic necesar încălzirii apei de adaos. Această cantitate de apă poate fi măsurată direct sau estimată indirect. Răspunsul termic al schimbătoarelor termice este determinat, pe lângă temperatura de tur a agentului termic primar, şi de răspunsul termic al reţelei, inclusiv pierderile de fluid din reţea. Pe baza modelului matematic complex, care descrie funcţionarea în regim staţionar a ansamblului punct termic, reţea, locuinţe, se testează răspunsul termic al schimbătoarelor de căldură, funcţie de toate caracteristicile sistemului. Din punctul de vedere al reţelei, prin programul de calcul "SIMPATIC" [3] se pot modifica, fie global, fie pe fiecare tronson în parte, caracteristicile de termoizolare, precum şi dispersia debitelor de agent termic care alimentează locuinţele şi debitul mediu orar de apă de adaos.

Din punctul de vedere al pierderilor de exergie prin transfer către mediul ambinat, dispersia debitelor nu are practic relevanţă asupra răspunsului termic al schimbătoarelor de căldură. Proporţia de apă de adaos, calculată din debitul masic de agent secundar, determină valorile t_{R_P}, t_{T_S} şi t_{R_S} ale temperaturilor agenţilor termici la nivelul schimbătoarelor de căldură.

Identificarea valorilor $t_{R_P}, t_{T_S}, t_{R_S}$ calculate cu cele măsurate duce la determinarea valorii G_{ad} / G_S^{PT} şi implicit a pierderilor exergetice către mediul ambiant şi prin încălzirea apei de adaos. Pe baza aceluiaşi program de calcul se pot determina aşa-numitele

caracteristici hidraulice ale consumatorilor, care reprezintă curbe de corelaţie între coeficientul de modificare a timpului de propagare a unei perturbaţii termice de la punctul termic la consumator şi coeficientul de modificare a debitului la consumator faţă de valoarea de proiect. În figura 2 se prezintă caracteristica hidraulică a blocului M 28 racordat la punctul termic PT 1 Uverturii.

Prin urmare, prin măsurarca timpilor de propagare a unei perturbaţii termice induse în punctul termic pe circuitul secundar se pot determina cu suficientă precizie debitele reale de agent termic. Experimental este simplu şi nu necesită aparatură specializată de măsură.

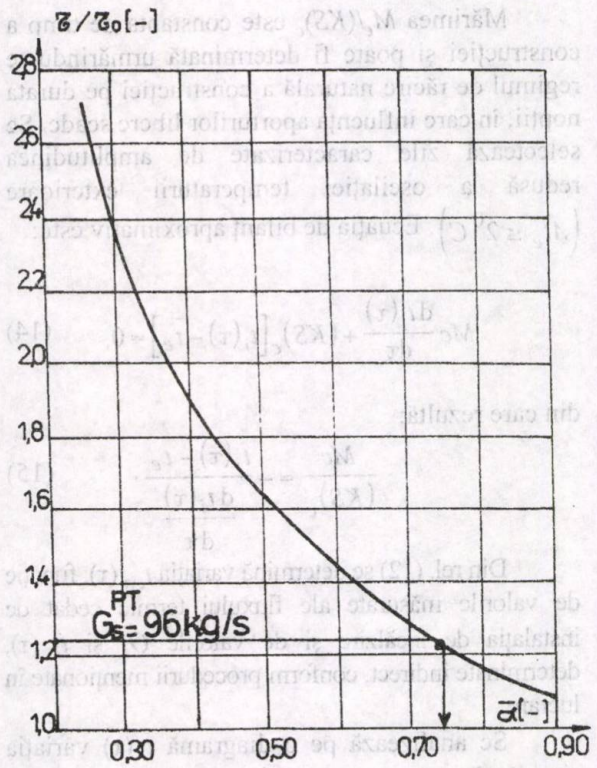


Fig. 2. Caracteristica hidraulică a blocului M28.

III.3. Identificarea termică a construcţiilor de locuinţe

Identificarea termică a unei construcţii reprezintă activitatca cea mai dificilă, deoarece implică măsurători de lungă durată, afectate de factori aleatori obiectivi şi subiectivi. Se are în vedere variaţia parametrilor climatici exteriori (temperatură, intensitatea radiaţiei solare, viteza vântului) şi comportamentul locatarilor, care intervin cu diverse surse de căldură locale, încercând să amelioreze microclimatul interior. Fluxul termic disipat de aceste surse nu poate fi determinat în mod direct, fiind necesară o procedură specială de analiză. Scopul identificării termice a construcţiilor este de a determina caracteristica termică globală reală $(KS)_c$, diferită de cea de proiect, precum şi caracteristicile termice reale ale părţii vitrate, inclusiv aporturile de aer proaspăt, $(KS)_F$ şi ale părţii opace $(KS)_P$. Dată fiind variaţia în timp a parametrilor climatici exteriori, bilanţul termic în regim staţionar este valabil pentru durate depăşind 10 zile.

Această durată este condiţionată în principal de capacitatea termică a construcţiilor, putând fi optimizată în funcţie de abaterile rezultatelor faţă de cele proprii duratei de referinţă sus-menţionate.

Bilanţul termic al unei construcţii, în aceste condiţii este dat de relaţia:

$$Q_R + Q_L = (KS)_c (\bar{t}_i - \bar{t}_e) \qquad (7)$$

care se poate scrie sub forma:

$$Q_R = \left[(KS)_c - \frac{Q_L}{\bar{t}_i - \bar{t}_e} \right] (\bar{t}_i - \bar{t}_e) \qquad (8)$$

Notăm:

$$M(\Delta t_i) = (KS)_c - \frac{Q_L}{t_i - t_e} \qquad (9)$$

Trecând la limită:

$$\lim M(\Delta t_i) = (KS)_c$$

$$\Delta t_i = \bar{t}_i - \bar{t}_e \to \infty \qquad (10)$$

Prin urmare, într-un sistem de coordonate $Q_R, \bar{t}_i - \bar{t}_e$ se determină valoarea caracteristicii globale a construcţici prin tangenta la curba $Q_R = \varphi(\bar{t}_i - \bar{t}_e)$, care trece prin origine (fig.3).

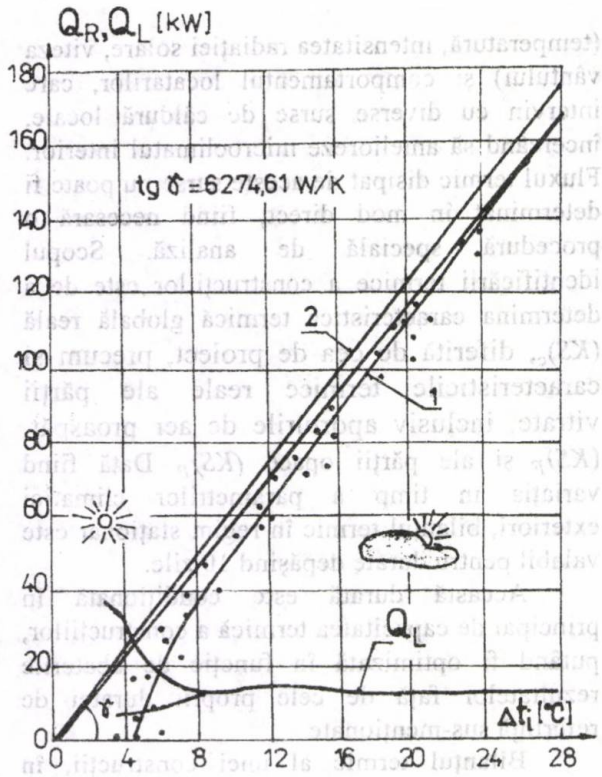


Fig. 3. Caracteristica termică globală a blocului M 28.

Punctul de tangenţă se alege pentru valori mari ale diferenţei de temperatură $(\bar{t}_i - \bar{t}_e)$. Fluxul termic cedat de instalaţia de încălzire interioară se măsoară direct, în timp ce valoarea temperaturii medii interioare $\bar{t}_i$ se determină indirect, cu ajutorul ecuaţiei de bilanţ termic a corpurilor statice de încălzire:

$$\bar{\alpha}\frac{t_T - t_R}{t_{To} - t_{Ro}} = \bar{\beta}\left(\frac{t_T - t_R}{t_{To} - t_{Ro}} \cdot \frac{\ln\dfrac{t_T - t_i}{t_R - t_i}}{\ln\dfrac{t_{To} - t_{io}}{t_{Ro} - t_{io}}}\right)^{1+m}, \quad (11)$$

în care:

$$\bar{\alpha} = G_R / G_{Ro}; \bar{\beta} = S_R / S_{Ro}.$$

Caracteristica termică a corpurilor de încălzire $m \cong 0{,}30$ sau se determină prin măsurători efectuate în câteva apartamente. De asemenea, se utilizează valori măsurate ale temperaturii exterioare.

Caracteristica termică globală a construcţiei este formată din caracteristica termică a suprafeţei vitrate, inclusiv aporturile de aer proaspăt, şi din caracteristica termică a suprafeţelor opace. Ecuaţia de bilanţ termic global a construcţiei se poate scrie sub forma:

$$Q_R(\tau) + Q_L = (KS)_c\left[t_i(\tau) - t_{evi}(\tau)\right] + Mc\frac{dt_i(\tau)}{d\tau}, \quad (12)$$

în care $t_{evi}(\tau)$ este temperatura exterioară virtuală a construcţiei, definită de relaţia:

$$t_{evi}(\tau) = \frac{(KS)_F}{(KS)_c} \cdot t_e(\tau) + \frac{(KS)_p}{(KS)_c} \cdot t_{evp}(\tau), \quad (13)$$

în care $t_{evp}(\tau)$ este temperatura exterioară virtuală a părţii opace a construcţiei.

Mărimea $M_c/(KS)_c$ este constanta de timp a construcţiei şi poate fi determinată urmărindu-se regimul de răcire naturală a construcţiei pe durata nopţii, în care influenţa aporturilor libere scade. Se selectează zile caracterizate de amplitudinea redusă a oscilaţiei temperaturii exterioare $\left(At_e \leq 2^0 C\right)$. Ecuaţia de bilanţ aproximativ este:

$$Mc\frac{\mathrm{d}t_i(\tau)}{\mathrm{d}\tau} + (KS)_c\left[t_i(\tau) - \bar{t}_e\right] \approx 0, \quad (14)$$

din care rezultă:

$$\frac{Mc}{(KS)_c} \cong -\frac{t_i(\tau) - \bar{t}_e}{\dfrac{\mathrm{d}t_i(\tau)}{\mathrm{d}\tau}}. \quad (15)$$

Din rel. (12) se determină variaţia t_{evi} (τ), funcţie de valorile măsurate ale fluxului termic cedat de instalaţia de încălzire şi de valorile Q_L şi t_i (τ), determinate indirect, conform procedurii menţionate în lucrare.

Se analizează pe o diagramă t (τ) variaţia simultană a temperaturii exterioare şi a temperaturii exterioare virtuale.

Pentru construcţiile de tip colectiv, tipice oraşului Bucureşti, se constată o defazare a temperaturii t_{evi} (τ) faţă de t_e (τ). Acest defazaj este consecinţa propagării căldurii prin elementele de construcţie exterioare opace. Analiza teoretică a transferului nestaţionar de căldură prin pereţii exteriori ai construcţiilor se efectuează cu ajutorul metodei Răspunsului Termic Unitar (RTU) şi pune

în evidenţă defazajul sus-menţionat. În mod similar, analiza se poate aplica şi unei construcţii în ansamblul său. Astfel, în cazul în care temperatura interioară este menţinută constantă la valoarea de $0^{o}C$, iar temperatura exterioară, iniţial egală cu temperatura interioară, suferă o perturbaţie de tipul funcţiei Heaviside, se constată o variaţie practic instantanee a fluxului termic pătruns în incintă, datorată suprafeţei vitrate şi aerului infiltrat.

Numai după un timp τ_1 fluxul termic se modi-fică, tinzând asimptotic către valoarea $(KS)_c$ (fig.4). Valoarea $\tau_1 \leq 5h$ pentru construcţiile actuale de tip bloc. Pentru $\tau_j < \tau_1$ bilanţul termic al încăperii se poate scrie sub forma:

$$Q_j = (KS)_F \cdot \eta(\tau_j) \qquad (16)$$

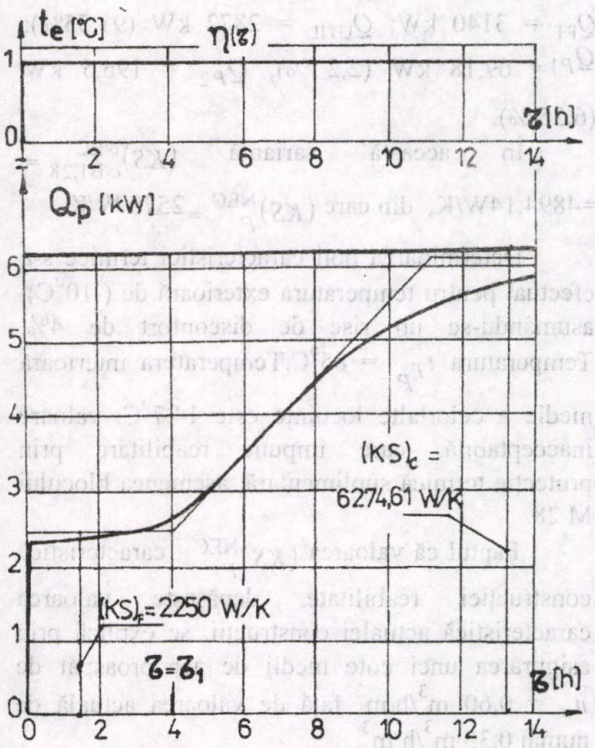


Fig. 4. Răspunsul termic al blocului M28 la o solicitare termică de tip Heaviside (analiză teoretică).

În mod asemănător, în condiţii reale, o modificare a temperaturii exterioare este însoţită, pe un interval $\tau < \tau_1$, numai de modificarea fluxului termic disipat prin suprafaţa vitrată.

Deci:

$$Q_R(\tau_j) + Q_L + (KS)_F\left[t_i(\tau_j) - t_e(\tau_j)\right] + Q_{P_o} + Mc\frac{dt_i(\tau)}{d\tau} \qquad (17)$$

în care Q_{P_o} este fluxul termic disipat prin elementele opace de construcţie la $\tau < 0$, momentul "o" fiind cel la care se produce modificarea valorii temperaturii exterioare.

Prin scăderea,două câte două,a relaţiilor de tipul (17) se obţine grupul de ecuaţii de forma:

$$Q_R(\tau_k) - Q_R(\tau_j) = (KS)_F\Delta\left[t_i(\tau_k) - t_e(\tau_k)\right] + Mc\frac{d}{d\tau}\left[\Delta t_i(\tau_k)\right], \qquad (18)$$

în care:

$$\Delta t_i(\tau_k) = t_i(\tau_k) - t_i(\tau_j);$$

şi

$$\Delta t_e(\tau_k) = t_e(\tau_k) - t_e(\tau_j).$$

Din ecuaţia (18) se determină caracteristica termică a suprafeţei vitrate $(KS)_F$, celelalte valori fiind mărimi măsurabile.

Caracteristica $(KS)_P$ a suprafeţei opace rezultă din ecuaţia:

$$(KS)_P = (KS)_C - (KS)_F. \qquad (19)$$

Cu aceasta identificarea termică a construcţiei este încheiată.

Analiza valorii $(KS)_F$ duce la determinarea aproximativă a cotei medii de aer proaspăt introdus în spaţiul locuit, valoare care poate caracteriza, alături de temperatura interioară, starea de confort termic.

IV. Diagnoza energetică a sistemului - soluţii tehnice de reabilitare energetică

Pe baza ecuaţiilor de bilanţ termic caracteristice sistemului punct termic-construcţii s-a elaborat programul de calcul "SIMPATIC",

care utilizează caracteristicile elementelor componente provenite din activitatea de identificare termică. Prima etapă de diagnoză, care poate constitui chiar şi o etapă de expertiză, priveşte funcţionarea sistemului în starea sa actuală. Se au în vedere temperatura t_{TP}, debitele de agenţi termici la nivelul punctului termic, debitele de agent termic secundar la consumatori şi caracteristicile termice ale construcţiilor. Se obţin date privind repartiţia debitelor pe tronsoane, temperatura agentului termic pe ficcare tronson, temperaturile interioare din blocuri şi bilanţul energetic al punctului termic.

Se pun în evidenţă puterea termică livrată, puterea termică utilă şi pierderile de exergie caracteristice reţelei de agent termic secundar. Pe baza aceluiaşi program de calcul se pot analiza diverse soluţii de reabilitare sub forma efectelor energetice. În cele ce urmează se prezintă, pe scurt, analiza efectuată cu ajutorul programului "SIMPATIC" asupra ansamblului de clădiri racordate la punctul termic PT 1 Uverturii. În urma aplicării procedurilor de expertizare s-au obţinut următoarele valori semnificative:

$(KS)_{SCH}$ = 106 845 W/K faţă de valoarea de proiect; $(KS)_0$ = 384 779 W/K, datorată în special reducerii cu circa 35 % a debitului de agent termic primar şi depunerilor de materii organice şi anorganice din interiorul schimbătoarelor existente;

$(KS)_C$ B1 28 = 6274,61 W/K din care $(KS)_F$ = 2250 W/K, punând în evidenţă valoarea actuală a numărului de schimburi de aer, $\bar{n}_a$ = 0,35m^3/h/m^3 cu totul insuficientă condiţiilor normale de viaţă;

Q_L B1 28 = 15 000 W valoare cu circa 18 % superioară valorii normale, indicată de literatura de specialitate;

G_{ad} / G_s^{PT} = 0,035, conducând la valoarea G_{ad} = 3,37 kg/s

Blocul M 28, cu 44 de apartamente de tipul P + 10 niveluri, a fost ales pentru analiză privind soluţia de reabilitare energetică.

S-au analizat următoarele cazuri:

1. Iarnă medie caracterizată de temperatura exterioară t_e = 2°C şi t_{TP} = 82°C, G_P^{PT} = 18,05 kg / s (G_P^{PT} = 0,66 G_{Po}^{PT}). Rezultă: t_i = 17,6°C; t_{iB128} = 16,5°C; t_{R_P} = 48,6° C; t_{T_S} = 42,3° C şi t_{R_S} = 36° C valori foarte apropiate de cele măsurate.

Q_{PT} = 2523 kW; Q_{UTIL} =1907 kW; Q_{P1} = 124 kW (4,91 %); Q_{P2} = 494 kW (19,6 %).

Surprind pierderile foarte importante la nivelul reţelei de distribuţie.

2. Iarnă medie (t_e + 2 °C) şi t_{T_P} = 82 °C, reţea remediată, G_{ad} / G_S^{PT} = 0,01; izolare termică corespunzătoare conductelor preizolate, schimbătoare de căldură remediate (curăţate de depuneri). Rezultă:

t_i = 21,95°C; $t_{iB1,28}$ = 22,55 °C (protecţie termică îmbunătăţită şi modificare a instalaţiei interioare de încălzire).

t_{R_P} = 54,70° C; t_{T_S} = 55,86° C; t_{R_S} = 48,06° C; Q_{PT} = 3140 kW; Q_{UTIL} = 2872 kW (91,55%); Q_{P1} = 69,18 kW (2,2 %); Q_{P2} = 196,5 kW (6,25 %).

În accastă variantă $(KS)_{c\ B1.28}^{NEC}$ = =4894,14W/K, din care $(KS)_F^{NEC}$ =2570 W/K.

Determinarea noii caracteristici termice s-a efectuat pentru temperatura exterioară de (-10°C), asumându-se un risc de disconfort de 4%. Temperatura t_{T_P} = 85°C.Temperatura interioară medie a celorlalte locuinţe este 14,7°C, valoare inacceptabilă, care impune reabilitare prin protecţie termică suplimentară, asemenea blocului M 28.

Faptul că valoarea $(KS)_F^{NEC}$, caracteristică construcţiei reabilitate, depăşeşte valoarea caracteristică actuală a construcţii, se explică prin asigurarea unei cote medii de aer proaspăt de $\bar{n}_a$ = 0,60 m^3/h/m^3 faţă de valoarea actuală de numai 0,35 m^3/h/m^3.

Valorile prezentate conturează o posibilă strategie de reabilitare energetică, constând în următoarele etape:

- remedierea punctului termic;
- remedierea reţelei prin introducere de conducte preizolate;
- îmbunătăţirea protecţiei termice a construcţiilor.

Subliniem faptul că, fără remedierea punctului termic şi a reţelei, remedierea exclusiv a protecţiei termice a blocului M 28 duce la valoarea $(KS)_C^{NEC}$= 2820 W/K, care impune o extrem de serveră izolare a părţii opace a anvelopei.

Metoda de identificare termică prezentată se poate aplica şi pentru determinarea caracteristicii termice globale a ansamblului de locuinţe racordate la punctul termic, în scopul de a analiza exclusiv eficienţa izolării termice suplimentare a acestora.

Concluzii

• Lucrarea prezintă, în detaliu, metodologiile şi procedurile de identificare termică a schimbătoarelor de căldură din puncte termice, a reţelei de distribuţie a agentului termic şi a construcţiilor racordate la sistemul de termoficare.

• Pe baza caracteristicilor determinate se poate exploata programul de calcul "SIMPATIC", care oferă posibilităţi de diagnoză energetică a unui sistem în ansamblul său.

• În lucrare se prezintă, cu titlu de exemplu, rezultatele experimentale şi teoretice obţinute prin aplicarea procedurilor de identificare termică şi de diagnoză a punctului termic PT 1 Uverturii şi blocului M 28 în sezoanele de încălzire 1993 - 1994.

NOTAŢII

t_T - temperatura de tur a agentului termic [°C];
t_R - temperatura de retur a agentului termic [°C];
t_i - temperatura interioară rezultantă [°C];
t_e - temperatura exterioară [°C];
Δt_{log} - diferenţa medie logaritmică între temperaturile agenţilor termici [°C];
$t_{e\,vi}$ - temperatura exterioară virtuală a unei construcţii [°C];
t_{evp} - temperatura exterioară virtuală a elementelor de construcţie opace [°C];
Q_{SCH} - debitul de căldură transferat în schimbătoarele de căldură [W];
Q_{P_o} - fluxul termic disipat prin elementele opace ale unei construcţii anterior aplicării perturbaţiei termice [W];
Q_L - fluxul termic datorat căldurii libere [W];
G - debitul masic de fluid [kg/s];
G_R - debitul masic de apă vehiculată prin corpurile statice de încălzire [kg/s];
k - coeficient global de transfer de căldură [W/m^{2}K];
α - coeficient de transfer de căldură prin convecţie [W/m^{2}K];
R_d - rezistenţa termică datorată pereţilor ţevilor şi depunerilor de materii în schimbătoarele de căldură [m^{2}K/W];
KS - caracteristică termică globală [W/K];
C - căldură specifică masică [J/kgK];
Mc - capacitatea termică a elementelor de construcţie [J/K];
P - perimetrul conductei [m];
S_R - suprafaţa de încălzire a corpurilor statice [m^2];
η - funcţia Heaviside
σ - abaterea medie pătratică

Indici

s - secundar; SCH - schimbător de căldură;
p - primar; C - construcţie;
CT - canal termic; F - suprafaţa vitrată;
o - nominal; P - suprafaţa opacă;
PT - punct termic.

BIBLIOGRAFIE

[1] Lebrun, J. *Calculation Methods and Programs for the Evaluation of Building Energy Consumption* In: Energy Savings in Buildings, Bruxelles nov. 1980: p. 45 - 68

[2] Hammer, Fl. *Danish District Heating.* Lessons Learned, District Heating in Denmark 1993; p. 10 - 13

[3] Constantinescu, D. *Energy Conservation in the East European Countries.* Conf. Rensselaer Polytechnic Institute, Troy, New-York, dec.1990.

Referent: prof. dr. ing. Mircea Beldiman - Universitatea Tehnică de Construcţii, Bucureşti

(Primit la 7 martie 1995, acceptat la 22 martie 1995)

(continuare din p.244)

descrierea în detaliu a companiilor mai importante din ţara respectivă cu aspectele generale şi specifice ale activităţilor desfăşurate. Datele sunt furnizate, fie sub forma unor tabele sintetice cu indicatori uzuali, bine cunoscuţi specialiştilor în domeniul energiei electrice, fie sub forma unor scurte prezentări asupra obiectivului menţionat. Informaţiile încep cu o serie de date generale privind compania: adresa, scurt istoric, filiale şi instituţii componente, activităţi curente (1994), structura bugetului etc.

La activităţile curente sunt prezentate lucrări importante în centralele electrice, în sistemul de transport şi distribuţie, proiecte majore în desfăşurare, contracte iniţiate etc. Tot aici se dau relaţii asupra unor programe de retehnologizare, asupra stadiului în care se află programul nuclear, date generale privind sectorul de investiţii, precum şi multe informaţii privind activitatea internaţională, cu evidenţierea proiectelor pe care le desfăşoară compania în diferite ţări.

Următoarea secţiune oferă detalii privind partea de **producere a energiei electrice** : date generale, prezentarea centralelor importante (termo, hidro, nucleare, alte tipuri), tabele cu date statistice privind producţia şi centralele care o realizează, consumul şi structura sa etc., la nivelul anilor 1990 - 1994 (cel mai des referirile se fac pentru anul 1993).

Urmează secţiunea care se ocupă de **transport şi distribuţie** unde se prezintă date referitoare la lungimea reţelelor, tensiunile utilizate, centralele de dispecer, vânzările de energie electrică etc.

Un capitol abordează aspectul **resurselor umane, numărul şi structura personalului, instruirea şi perfecţionarea lui.** Se dă o mare atenţie informaţiilor referitoare la cercetare şi dezvoltare, prezentându-se pentru fiecare companie principalele direcţii şi obiective.

Pentru foarte multe companii se dau detalii asupra sistemului de tarifare şi a preţurilor practicate la nivelul anului 1993.

De asemenea, se prezintă activităţi legate de încălzire prin termoficare, sau activităţi conexe cum ar fi gazul, apa, telecomunicaţiile, servicii diverse.

Deosebit de numeroase sunt informaţiile legate de problemele de mediu. Se dau detalii asupra activităţilor desfăşurate de fiecare companie pentru respectarea reglementărilor existente în domeniu şi exemple concrete de obiective urmărite.

O secţiune foarte importantă o reprezintă activităţile de perspectivă ale companiilor. Ele figurează în agenda tuturor ca nişte concepte codificate care se impun tot mai ferm:

- IRP - Integrated Resource Planning - (Planificarea integrată a resurselor)
- LCP - Least - Cost Planning - (Costuri minime planificate)
- DSM - Demand Side Management (Managementul consumului de energie electrică)-
- SSM - Supply Side Management (Managementul producerii energiei electrice).

Aceste direcţii implică un ansamblu de acţiuni care au un singur obiectiv: creşterea eficienţei întregului sector.

Prezentarea se încheie cu informaţiile financiare care caracterizează activitatea companiei, mai puţin folosite de tehnicieni: venit, profit brut, profit net, angajaţi, venituri pe angajat etc.

La sfârşitul prezentării fiecărei companii de electricitate se enumeră materialele care au stat la baza redactării lucrării; se poate constata că toate sunt publicate în perioada 1990-1994.

În primul volum sunt prezentate companiile de electricitate din Austria, Belgia, Republica Cehă, Danemarca, Finlanda şi Franţa.

În volumul al doilea se dau detalii asupra companiilor de electricitate din Germania, Grecia, Ungaria, Republica Irlanda, Italia, Olanda şi Norvegia.

Volumul al treilea prezintă companiile din Polonia, Portugalia, Spania, Republica Slovacă, Suedia, Elveţia şi Marea Britanie.

La sfârşitul lucrării autorii includ şase anexe foarte utile, cu următorul conţinut:

- anexa 1: **factorii de transformare pentru diferite unităţi de măsură utilizate în text;**
- anexa 2: **organizaţiile internaţionale** menţionate în lucrare;
- anexa 3: **Organizaţia Naţiunilor Unite şi agenţiile ei;**
- anexa 4: un **glosar** cu explicarea sensului unor termeni folosiţi în lucrare;
- anexa 5: **sistemele interconectate existente în Europa;**
- anexa 6: **explicaţii şi exemple pentru termenii financiari** utilizaţi la descrierea activităţii financiare a companiilor.

Lucrarea se adresează tuturor specialiştilor din sectorul energiei electrice. Datele prezentate sunt foarte recente şi complete şi privesc, practic, toate domeniile de mare actualitate şi de mare interes pentru toţi cei care au legătură cu acest sector vital în economia fiecărei ţări. Elaboratorii surprind noile orientări care privesc reorganizarea sectorului, privatizarea şi crearea unei pieţe active în domeniul energiei electrice.

Prin analiza care se face pot fi sesizate reuşite şi nereuşite în acest proces, elemente ce pot fi deosebit de utile celor care au în sarcină reorganizarea sectorului energetic la noi în ţară.

Informaţii numeroase şi de mare actualitate sunt furnizate şi celor care activează în domeniul de largă cuprindere al politicilor energetice pentru perspectivă.

Din păcate, specialiştii noştri constată că România şi RENEL lipsesc din prezentare şi că referirile la ele sunt extrem de puţine (interconexiunea sistemelor din fostul DCD, activităţi externe ale EdF).

Cele trei volume ale lucrării "Power Generation Companies in Europe" pot fi consultate la redacţia revistei "Energetica".

Primim de la . . .

Power Technology Centre (U.K.) împreună cu partenerii lor Merz şi MacLelland ne trimit spre publicare un articol rezultat din activitatea de consulting al acestor companii, autorul, dl. W.G. Harvey, fiind consultant la PowerGen. Oferim cu plăcere paginile revistei pentru această lucrare interesantă pentru specialişti.

LEAST COST REHABILITATION OPTIONS FOR THERMAL PLANT AND DISTRICT HEATING PLANT

(Opţiuni pentru reabilitarea cu costuri minime în cazul centralelor termice şi al instalaţiilor de termoficare)

W. G. Harvey *

Introduction

PowerGen is a major UK company formed out of the recently privatised electricity supply industry with some 16000 MW of operational power plant spread over 14 sites. In the last financial year it sold just over 70 Terawat hours of electricity, produced a turnover of some £ 300 billion, and a profit of £476 milion.

Early in its formation the Company, embarked on a construction programme for new CCGT power sites. The first power stations at Lillingholme (900 MW) and Rye House (680 MW) have been completed, and a further power station at Connah's Quay (1360 MW) is currently under construction.

The Company's generating capacity in the UK consists of a mixture of coal-fired, oil-fired, orimulsion fired, and gas-fired (combined cycle gas turbine plant), and some renewable energy sources (hydro and wind power).

An essential part of our overall business strategy is to be the lowest cost producer of electricity whilst meeting high standards of safety and environmental performance. The Company has already made major progress in this direction with substantial improvements in productivity, in terms of output, and efficiency. Also, as part of our overall strategy we are seeking new opportunities to exploit our technical and power station operation capabilities.

A focus for our activities has been Central and Eastern Europe, Russia and CIS. Recently, in association with NRG Energy and Morrison Knudsen Company, PowerGen has acquired MIBRAG, a lignite-mining and power generation company in Eastern Germany, and also joined with VKR, a subsidiary of the German power and industrial power group VEBA, for the construction and operation of a new 900 MW power station at Skopau which will burn lignite from MIBRAG.

2. Power Plant Rehabilitation

Amongst the many issues and priorities identified early in the establishment of democratic governments in Central and Eastern Europe, the economic state of the electricity supply systems and the low efficiency and reliability of electricity production was seen as of high priority in terms of future investment. This of course was closely aligned with the need to achieve substantial improvements in terms of environmental performance to harmonise with international standards, and in particular EEC standards. Of particular concern was the safety and reliability of the nuclear plant.

Because of the high priorities attached to this Sector, the main bankin and aid finance from such sources as the World Bank, the European Bank, the EBRD (which was established to make bank finance available for reconstruction in this region) and the various aid programmes such as the EC Phare and Tacis were focused on consultancy investigations aimed at establishing the current status of the power sector and action programmes required to achieve improvements.

PowerGen's first involvement was as a member of an EEC team which visited Bulgaria on an emergency mission to identify means of reducing potential energy shortages over the coming winter and potential longer term actions.

Subsequently, the Company was invited to carry out a major study of Generation Improvement Options for the thermal and hydro-electric power plants in Bulgaria, including looking at organisational and management options, and to produce a least cost generation investment plan. This specifically included appraising the condition of a number of district heating and co-generation plants, as well as hydro power plant. The construction of large thermal power plants had been reviewed by Bechtel and a rehabilitation strategy proposed. The PowerGen least cost investment plan had to take account of these studies as well as various other evaluations carried out by other consultants on specific plants such as Kozlodoy, the major nuclear plant which supplies about one third of Bulgaria's electricity demend.

In addition we also carried out, in conjunction with Merz & McLellan, an appraisal of rehabilitation needs for ten Romania power plants and prepared a least cost investment plan.

Finally, we also participated in a study project led by CRE, reviewing a number of power plants in Kazakstan to assess opportunities for improving performance and output by rehabilitation and modification of the plant.

3. Methodology for Least Cost Rehabilitation

Applying least cost planning techniques to power plant rehabilitation options is not easy, largely because of the range of options available. Firstly, for each plant area there will be generally a number of options eg for the boilers, turbines, control and instrumentation.

Secondly, there is the question of the extent of remnant life. The economic benefits will vary according to the length of remaining life assumed for the plant.

Thirdly, in a number of cases there may be the options of fuel switching, repowering, or total replacement new plant.

Finally, a major problem may be the availability of reliable and accurate data relating to the plant condition, and of the economic factors which will determine the ultimate selection.

For all above reasons, there is no standard approach to least cost evalution of rehabilitation options. PowerGen has used a variety of methods wich have been selected according to local circumstances.

The approach which PowerGen adopts and which it has evolved from the methods developed by the CEGB, prior to privatisation, is to carry out a systematic review of the power plant, to determine the current condition of the plant. This is a method applied annually to PowerGen plants and is a key element in the business planning process of each power plant. The aim is to determine for each plant area (eg steam raising, turbines, electrical, control and instrumentation) by inspection of operational and maintenance records (where these exist) and by inspection of the plant, the condition of the plant. From these data potential actions can be identified which will sustain the pant in service. This generally requires some starting assumption for plant life.

* PowerGen plc, PowerConsult, Power Technology Centre

In order to derive a least cost investment plan, there have to be a number of technical and economic inputs to the financial evalution process. These are:

• **Energy and Capacity Demand.** It is necesary to understand the nature of the demand. The key parameters are the projected annual energy demand, and the maximum system demand for the duration up to the study horizon. Because of the long term nature of the investment, use is made of scenario plants to evaluate investment.

• **Energy and Capacity Supply.** To plan the investment required to ensure the continued balancing of supply and demand throughout the study period, it is necessary to appraise the existing situation, and how this is expected to change. In addition, it is necessary to know the costs associated with the continued operation of these supplies. Again there may be a number of capacity options, which should be used to test robustness of investment strategy.

• **Calculation of Energy and Capacity Balance.** To assess the returns which will be made on a given investment, it will be necessary to know the economic value which will accrue as a result of that investment bening made. To do this, the economic value of electricity must be known. This value is dependent upon the balance which exists between supply and demand, and the costs associated with the existing supplies.

A widely used technique for valuing supply in power system investment studies is the marginal costing strategy. At any point in time, energy demend is met by mix of plant generating at that in question. If an extra MWh of energy was available from sime source, that energy could be used to displace one MWh of generation from the most expensive generating unit on the system at that time; therefore the system marginal energy cost is the economic value of energy to the system at that point in time.

A similar argument applies to plant capacity. The value to the system of 1 MW of extra capacity at any particular point in time is the cost of maintaining the capacity of the most expensive generating unit on the system at the time, the marginal capacity cost of the system, as this is the capacity the extra MW could displace.

Using this approach, energy and capacity has a different value at each point in time, and to calculate these values requires the plant available to be scheduled to meet the expected system demand, as well as meeting plant margins, for the entire planning horizon. This requires the use of computer based scheduling models.

From these assessments we can then calculate for each rehabilitation investment option, the resultant economic benefit to the system. The investment options can then be ranked in terms of economic worth, according to appropriate discount rate assumptions.

4. Rehabilitation Options

The options for the straightforward rehabilitation of a power station, as indicated, are numerous. As already outlined, PowerGen's approach is to carry out a systematic review of all the main plant areas and to identify options which:

- maintain availability to the end of normal life
- extend life
- improve availability
- improve efficiency

These are not mutually exclusive in that actions to extend life or maintain availability may have effects on thermal performance and availability. In each area we establish the effect on availability, thermal performance, or fuel costs which is then reflected into the least cost investment methodology.

The main areas for rehabilitation relate to presure parts, where poor quality coals are used, particularly superheaters and condensers, water and treatment water chemistry, turbine reheating and replacement, electrical control and installation including actuators, and electrical switchgear, AVRs, and transformer upgrades.

Generally the aim is to compare the plant life extension options versus alternatives such as repowering or green-field developments. Ib general our studies show that rehabilitation of power plant to achieve current life or extend is an essential part of least cost plan and is generally preferable to replanting/repowering.

However, a key issue in arriving at a least cost investment plan is the need to meet environmental requirements with respect to dust, SO_2 and NO_x which requires major expenditures in improved electrostatic precipitators, sulphur and NO_x abatement technologies. Where these costs are substantial in terms of $/kW, other options may be preferable, ie:

- development of new gas fired CCGT plants
- clean coal technologies
- fuel switching

The other factor is the need to take account of the large indigenous coal supplies that may exist where there may be strategic reasons for maintaining a coal fired capability in order to maintain coal products and employment - particularly where alternative employment options may be limited and where the coal industry may have a strong political influence. The options which could be considered in terms of new plant development could be:

- gas fired open cycle gas turbines
- gas fired combined cycle gas turbines
- sub-critical pf plant with FGD
- super-critical pf plant with FGD
- atmospheric circulating fluidised bed combustor
- pressurised fluidises bed combustor.

5. Other Issues

Refurbishment or rehabilitation studies have identified problems in relation to boilers, coal blending, turbine, condensing and feedheating plant, electrical systems and, in particular, Control and Instrumentation systems. However, we have found that whilst investment strategies have been identified for improving the output, performance, and life of existing plant, long lasting improvements can come from improvements in power station organisation, planning, operational and maintenance management and systems. Underpinning all these changes is the substantial need for training improving skills levels and in helping managers to cope with change .

Our studies have indicated that substantial improvements in these areas in output can be achieved, in the order of several TWh, for relatively modest investments.

Recenzie

N. LEONĂCHESCU **PREMISE ISTORICE ALE TEHNICII MODERNE ROMÂNEŞTI** vol. 1, Ed. Tehnică, Bucureşti 1994

Puţine sunt lucrările care să scoată în evidenţă evoluţia geniului tehnic românesc şi istoria dezvoltării tehnicii în România. Este o carenţă pentru care noi, cei care facem parte din corpul ingineresc din ţara noastră, avem o mare răspundere. Neglijenţa observată în acest domeniu este reflectată şi în insuficienta grijă pe care o avem faţă de patrimoniul tehnic muzeal existent în Bucureşti şi în toată ţara. De aceea, nu găsim cuvinte suficient de apreciative pentru a remarca şi a sublinia importanţa şi utilitatea unei lucrări de un deosebit interes, întocmită de cunoscutul om de ştiinţă, patriot şi cercetător minuţios al istoriei naţiunii noastre, prof.univ.dr.ing. Nicolae P. Leonăchescu.

Titlul lucrării precizează suficient de clar perioada istorică pe care autorul o cercetează. Este vorba de secolul XIX şi în special perioada anilor 1840-1860, în care românii, aliniindu-se la activitatea generală a marilor descoperiri europene, au primit cu mare receptivitate noutăţile tehnice de tot felul.

Foarte documentată, lucrarea tratează diferitele aspecte ale preindustrializării României, care, aşa cum le numeşte autorul, au fost "premisele istorice" ale introducerii maşinismului.

De altfel, se ştie că secolul trecut este caracterizat prin descoperirea celor mai multe maşini energetice, inclusiv a motoarelor electrice, ceea ce a constituit bazele industriei moderne continuate şi dezvoltate în secolul actual.

Autorul dezvoltă evenimentele remarcabile din perioada tratată, caracterizată în special prin mecanizarea incipientă şi parţială a lucrărilor de construcţii, a lucrărilor de dragare a râurilor, a lucrărilor de poduri etc., precizând cu exemplificări concrete şi documentate modul de rezolvare a problemelor şi tehnicile utilizate.

Prezentarea instituţiilor româneşti din acel timp, ca Şcoala de Poduri şi Şosele din Bucureşti, nucleul unui viitor Minister al Construcţiilor prevăzut încă în Regulamentul Organic de pe timpul lui Kissseleff etc., prezentarea acţiunilor şi intervenţiilor corpului tehnic românesc din acea vreme pentru introducerea Sistemului Metric Zecimal, care reprezenta atunci o concepţie ştiinţifică a sistemului de unităţi de măsură, prezentarea activităţii unor personalităţi din domeniul tehnicii ca : Lalanne, Caracioni - Crăciun şi alţii, contribuie la formarea unui tablou foarte complet, real, colorat şi interesant, care nu poate decât să stârnească mândria de a face parte dintr-un popor talentat, inteligent şi foarte receptiv la modernitate.

Între anexe, există una specială cu reproduceri de documente, unele în facsimil, ceea ce întăreşte valoarea ştiinţifică a lucrării.

Scrisă într-un limbaj accesibil, plăcut, atractiv, cartea se lasă greu din mână. Atât amatorii de istorie a tehnicii şi de tehnică în general, cât şi cercetătorii asidui vor fi satisfăcuţi de parcurgerea lucrării şi vor găsi elemente concrete, date şi documente corespunzătoare conţinutului definit de autor prin titlu.

Lucrarea recenzată reprezintă volumul 1 si aşteptăm cu interes continuarea acestei opere istorice absolut necesare nu numai nouă românilor, ci şi altor naţiuni, care în felul acesta vor putea înţelege mai bine poporul român.

O bibliografie foarte consistentă completează unele capitole. In bibliografie se remarcă şi lucrările proprii ale autorului scrise în acest domeniu, care îi justifică atributul de cercetător de istoriografie tehnică.

Atragem atenţia şi asupra existenţei adnotărilor (aproape permanente), care denotă o documentare de amănunt.

O recomandăm cu toată căldura inginerilor, istoricilor, muzeografilor şi în fond publicului larg iubitor de cultură.

dr. ing. EUGENIU PAVEL

Informaţii

În perioada 17 - 18.05.1995, F.E. Constanţa a fost gazda consfătuirii de lucru organizate de G.P.E.E.T. privind probleme de avarii, protecţia muncii şi P.S.I. cu care s-au confruntat filialele de producere a energiei electrice şi termice în anul 1994.

Consfătuirea a debutat prin prezentarea rapoartelor de activităţi pe perioada 1994, continuând cu prezentarea unor analize ale unor incidente, incendii sau accidente de muncă, ce au avut loc în filiale.

În ziua a doua a consfătuirii au fost prezentate materiale referitoare la soluţii şi tehnologii moderne şi domeniile analizate.

În ultimele numere din seria B a revistei Energetica au apărut următoarele materiale:

Nr. 2 B / 1995

MARIUS POMÂRLEANU: Masă rotundă "Automatizări şi protecţii speciale în reţelele electrice"

MIRANDA RADU, ANTON UNGUREANU: Instalaţiile de protecţie prin relee şi automatizări energetice din SEN în perspectiva interconexiunii cu UCPTE

DORU PĂUNESCU, FELICIA LAZĂR: Asupra unei noi organizări a automatizării DASf în SEN

MARIN SĂRĂCIN, ION POTÎRNICHE: Identificarea optimală a funcţiilor de transfer şi modelarea regimurilor dinamice ale buclelor de reglare din cadrul echipamentului de acţionare

EUGENIU POTOLEA, VASILE BOSTAN: Rezolvarea algoritmică a problemei controlului optim tensiune-putere reactivă

IULIU HEINRICH, VASILE DUŞA: Schemă echivalentă şi modelul matematic pentru autotransformatoare prevăzute cu înfăşurări terţiare şi unitate de reglaj sub sarcină

SORIN PĂTRĂŞCOIU, SORIN HURDUBEŢIU:Sisteme expert pentru preselectarea contingenţelor periculoase

NOUTĂŢI ÎN ENERGETICĂ

PETRU COLUMBEANU, VALENTIN COMĂNESCU: Sisteme de protecţie numerică pentru generatoare şi blocuri generator-transformator

DE PERSONIS

Nr. 3 B /1995

VIRGIL MUŞATESCU, EUGENIU PAVEL : Editorial

KLAUS BRENDOW : Forcign Direct Investiments (FDI) in Energy/Electricity Projects in the Economies in Transition

FRANÇOIS JONQUIERES: Concurrence et reglementation dans les industries de reseau en Europe. Du cas général a celui de l'electricite

EUGENIU PAVEL, COSTIN RUCĂREANU: Monopol şi competiţie în industria electroenergetică

JEAN CONSTANTINESCU, VIOREL NEAGU : Accesul terţilor la reţea (TPA) în condiţiile sistemului energetic al Românici

DUMITRU MANEA, GHEORGHE INDRE : Compania de electricitate între monopol şi concurenţă

N.G. KETTING: Competition in Generation

MARK VELODY : Would the UK restructuring and privatisation model work in the Romanian electricity sector!

CĂLIN MIHĂILEANU, ION CONECINI: Considerations concernant un aspect particulier de concurrence dans l'industrie electrique entre pays d'Europe de l'Est

DE INSTITUTIONIS

LIVIU COSTIN RUCĂREANU: Despre Academia de Ştiinţe din Republica Moldova

RECENZII

EUGENIU PAVEL: GH. CÂRTÂNĂ, GH. GEORGESCU, M. GAVRILAŞ, CL. BONCIU : Reţele neuronale artificiale şi sisteme expert în energetică

GLEB DRĂGAN: EUGENIU PAVEL: Elemente de analiză modală

INFORMAŢII

Simpozionul Naţional de reţele electrice (Ed. VII) şi Sesiunea a X-a de comunicări tehnico-ştiinţifice de la FRE Suceava

Nr. 4 B / 1995

EDITORIAL

HANJIN MIAO, JAW - SHYANG WU, CHEN - CHING LIU: Intelligent System Methodologies for Alarm Processing, Fault Diagnosis and System Restoration

JEAN CONSTANTINESCU , CORNEL ALDEA : Sistem operaţional pentru supravegherea în timp real a siguranţei regimului SEN

CĂLIN MIHĂILEANU, VIOREL NEAGU, CRISTIAN SCARLAT: Utilizarea tehnicilor FACTS pentru îmbunătăţirea performanţelor sistemelor electroenergetice

EUGEN CORBAN, MIRELA SMĂRĂNDESCU: Particularităţi în managementul sistemului calităţii în activitatea de producere, transport şi distribuţie a energiei electrice

DUMITRU NICOLAE, ALICE MIHĂILESCU: Utilizarea tehnologiilor cu microunde pentru procese de uscare industriale

VIRGIL DUMBRAVĂ, THEODOR MICLESCU, GABRIEL BAZACLIU: Determinarea schemei debuclate de funcţionare pentru reţelele electrice urbane de distribuţie

RECENZII

EUGENIU PAVEL: Patterson Walt "Rebuilding Romania. Energy Efficiency and the Economic Transition"

HORAŢIU ZĂRNESCU: D. Sarchiz "Optimizări în electroenergetică"

MANIFESTĂRI TEHNICO-ŞTIINŢIFICE

GLEB DRĂGAN: Simpozionul "Reţele electrice de foarte înaltă tensiune", Sibiu, 31 mai - 2 iunie 1995

SOMMAIRE

LIANA TURCU, AURELIA STANCIU: La métallographie non destructive, méthode pour l'expertise et le diagnostic des matériaux composants des outillages électriques 211 - 218
ANTON ROŞU, LIVIU DRAGOŞ, SIMONA-LUISE VORONCA, CĂTĂLIN FLUERARU, SILVIA LIGDA: L'application de la technologie de combustion en lit fluidisé aux chaudières énergétiques roumaines 219 - 222
GEORGE BARBU, MARCELA ROŞU: L'utilisation des matériaux plastiques dans la construction des paliers afférents aux turbines des hydroalternateurs 223 - 227
ION BĂNICĂ, HORTENSIA MAIORU: Techniques pour éliminer les tensions résiduelles dans les zones de transition du mandrinage et de la soudure des tuyaux en plastique dans les plaques tubulaires du générateur de vapeur - systeme microbillage 228 - 231
IULIANA NICULAE, MIHAELA LĂZĂRESCU, LIVIA RANCU , CĂTĂLIN STAN, MARIUS BĂDĂNĂU, LAURENŢIU OPREA: Système ouvert de conduite des processus énergétiques 232 - 236
MIRCEA BELDIMAN: La hausse de l'efficience des systèmes d'alimentation en chaleur par la réduction des pertes dans les réseaux de transport et distribution 237 - 244
DAN CONSTANTINESCU : Procédures d'identification de l'ensemble du point thermique et des constructions dans le but de réhabiliter le système de chauffage par la congénération 245 - 253

COMPTE RENDU

LIA BEJUSCU: Le rapport du goupe de consultants Cadogan publié dans MDIS Publications Ltd "Power Generation Companies in Europe"
EUGENIU PAVEL : N. Leonăchescu " Prémises historiques de la technique roumaine moderne" 257

INFORMATIONS 257 - 258

СОДЕРЖАНИЕ

ЛИАНА ТУРКУ, АУРЕЛИА СТАНЧУ: Неразрушительная металлография - метод экспертизы и диагностики состовляющих материалов энергетического оборудования 211 - 218
АНТОН РОЩУ, ЛИВЮ ДРАГОШ, СИМОНА ЛУИЗА ВОРОНКА, КЭТЭЛИН ФЛУЕРАРУ, СИЛВИА ЛИГДА: Применение технологии сжигания в кипящем слое к румынским котлам 219 - 222
ДЖЕОРДЖЕ БАРБУ, МАРЧЕЛА РОШУ : Использование пластмассы для строения подшипников гидрогенераторов турбин 223 - 227
ИОН БЭНИКЭ, ХОРТЕНСИА МАИОРУ: Техники устранения остаточных напряжений с переходных зон развальцовки и сварки труб в трубных досках системы парогенератора 228 - 231
ЮЛИАНА НИКУЛАЕ, МИХАЭЛА ЛЭЗЭРЕСКУ, ЛИВИА РАНКУ, КЭТЭЛИН СТАН, МАРИУС БЭДЭНЭУ, ЛАУРЕНЦИУ ОПРЕА: Открытая система управления энергетическими процессами 232 - 236
МИРЧЕА БЕЛДИМАН: Повышение эффективности систем теплоснабжения уменьшением потерей в сетях передачи и распределения 237 - 244
ДАН КОНСТАНТИНЕСКУ: Способы идентификации ансамбля пункта теплоснабжения - домажные строительства, с целью энергетической реабилитации системы отопления теплофикацией 245 - 253

РЕЦЕНЗИИ

ЛИА БЕЖУСКУ: Доклад группы консультантов "Кадоган", опубликованный в MDIS Publications Limited "Power Genration Companies in Europe" 244, 254
ЕУДЖЕНИУ ПАВЕУ : Н. Леонэкеску "Исторические предпосылки румынской современной техники" (том I, Техническое Издательство, Бухарест 1994) 257

ПРИНИМАЕМ ОТ . . . 255 - 256

ИНФОРМАЦИИ 257, 258

CONTENTS

LIANA TURCU, AURELIA STANCIU: Non-destructive Metallography Method for Making the Expertise and Diagnosis of Materials Necessary to Energy Facilities 211 - 218
ANTON ROŞU, LIVIU DRAGOŞ, SIMONA-LUISE VORONCA, CĂTĂLIN FLUERARU, SILVIA LIGA: Application of Fluidized Bed Combustion Technology to Romanian Power Boilers 219 - 222
GEORGE BARBU, MARCELA ROŞU: Use of Plastic Material for the Manufacture of Hydrogenerators Turbines Bearings 223 - 227
ION BĂNICĂ, HORTENSIA MAIORU: Residual Stress Removal Techniques from the Transition Zones of Pipes Chucking and Welding to Steam Generator Tube Plates - Small Balls Cleaning System 228 - 231
IULIANA NICULAE, MIHAELA LĂZĂRESCU, LIVIA RANCU , CĂTĂLIN STAN, MARIUS BĂDĂNĂU, LAURENŢIU OPREA: Open System for Power Process Monitoring 232 - 236
MIRCEA BELDIMAN: Increase of Heat Supply System Efficiency by Loss Reduction in the Transport and Distribition Networks 237 - 244
DAN CONSTANTINESCU: Identification Procedure for Thermal Sub-Station - Buildings with the view to Energy Rehabilitation of District Heating System 245 - 253

REVIEW

LIA BEJUSCU: Report of Cadogan Consultant Group Published in MDIS Publications Limitted: "Power Generation Companies in Europe" 244, 254
EUGENIU PAVEL : N . Leonăchescu " Historical Premises of the Romanian Modern Technique 257

INFORMATION 257. 258

INHALT

LIANA TURCU, AURELIA STANCIU: Die zerstörungsfreie Metallographie, eine Methode der Begutachtung und Diagnostik von Werkstoffen der KW-Anlagenteile 211 - 218
ANTON ROŞU, LIVIU DRAGOŞ, SIMONA-LUISE VORONCA, CĂTĂLIN FLUERARU, SILVIA LIGA: Die Anwendung der Wirbelschicht-Feuerungstechnologie in den rumänischen KW - Dampferzeugeranlagen 219 - 222
GEORGE BARBU, MARCELA ROŞU: Die Anwendung von Kunststoffen bei der Fertigung der Wasserkraft-Turbibeblager 223 - 227
ION BĂNICĂ, HORTENSIA MAIORU: Techniken zur Eliminierung vor Restspannungen im Übergangsbereich der Einwalzung und Schweißung von Rohrplatten mittels Mikrokugelbehandlung 228 - 231
IULIANA NICULAE, MIHAELA LĂZĂRESCU, LIVIA RANCU , CĂTĂLIN STAN, MARIUS BĂDĂNĂU, LAURENŢIU OPREA: Ein offenes leitechnisches System für energietechnische Prozesse 232 - 236
MIRCEA BELDIMAN: Die Erhoehung der Effizienz von Wërmeversorgungssystemen durch die Minëderung der Verluste in den Versorgungs-und Verteilungsnetzen 237 - 244
DAN CONSTANTINESCU: Prozeduren zür Identifizierung des Gebildes Wërmeverteilerstellebeheizte Bauwerke zur energietechnischen Rehabilitierung des Fernheizsystems 245 - 253

REZENSION

LIA BEJUSCU: Bericht der Cadogan-Beratergruppe, veroeffentlicht in den MDIS Publications Limited "Power Generation Companies in Europe" 244 , 254
EUGENIU PAVEL : N. Leonăchescu " Premise istorice ale tehnicii moderne româneşti" 257

NACHRICHTEN 257 - 258

ORSZÁGOS MŰSZAKI INFORMÁCIÓS KÖZPONT ÉS KÖNYVTÁR 1983

Colegiul Consultativ pentru Cercetare - Dezvoltare MCT
COMISIA 2 ENERGIE

În conformitate cu metodologia în vigoare, participarea la programul de Cercetare - Dezvoltare pe anul 1996 se desfăşoară în continuare pe baza unei selectări prin competiţie a coordonării (managementului) programelor şi a participării la elaborarea obiectivelor.

Pentru tematica şi obiectivele din domeniul energiei (cap. 9) al Programului Naţional de C-D "Orizont 2000", avizat de Consiliul Interministerial pentru Ştiinţă şi Tehnologie în şedinţa din 9 august 1995, s-au definit următoarele subprograme:

- tehnologii curate pentru producerea energiei
- eficienţa energiei şi resurse regenerabile de energie
- conservarea mediului ambiant prin prevenirea şi reducerea emisiilor poluante
- sisteme informatice avansate de proces şi gestiune
- tehnologii de utilizare a energiei nucleare
- reabilitarea şi retehnologizarea centralelor şi reţelelor electrice
- promovarea tehnologiilor moderne de mentenanţă predictivă şi preventivă a echipamentelor şi instalaţiilor
- atingerea de către Sistemul Energetic Naţional a standardelor tehnice şi tehnologice ale UCPTE

Documentaţia de ofertă, conform machetelor tip MCT, se depune la secretariatul comisiei, ICEMENERG, Bucureşti, B-dul Energeticienilor nr. 8, până la data de 30.09.1995.

Romania
RENEL
Romanian Electricity Authority

ICEMENERG
ENERGY RESEARCH AND
MODERNISING INSTITUTE
8, Energeticienilor Blvd.
79619 Bucharest 3 - Romania
fax: (401) 321 10 10; phone: (401) 321 32 41
email: srcti @cci.vsat.ro

For over 35 years of experience ICEMENERG - RENEL turned to be the Romanian leader in all energy services

* ***R&D and demonstration projects***
* ***Nation-wide energy and environmental issues***
* ***Certifying and testing of industrial equipment and appliances***

ICEMENERG is your credible partner in:

* *energy policies and forecasts*
* *energy-related environmental issues*
* *clean energy technologies*
* *quality engineering and surveillance*
* *complete knowledge of RENEL endowment and needs*
* *a large spectrum of engineering and consulting services, audits, inspections and studies*
* *a wide range of specific equipment and components for power applications*

POWER SYSTEMS

* *refitting works with own expertise and technologies*
* *maintenance technologies and materials*
* *a wide range of tests and measurements*
* *commissioning of power plants and substations*

OTHER ENERGY PROJECTS

* *capitalisation of renewables*
* *DSM projects*

* *consultancy and engineering;*
* *hydrometry systems*
* *warranty and commissionig tests*
* *operation tests and measurements (thermovision)*
* *generator excitation systems - manufacturing and expertise*
* *turbine control systems*
* *noise dampers*

1990 JAN 22

The works carried out in Romania and abroad consolidated the prestige of ICEMENERG.

E 2039

6 ENERGETICA

SERIA A

e

ICEMENERG

NOIEMBRIE - DECEMBRIE 1995

SUSTINETI REVISTA ENERGETICA

Abonamentele la revista noastră reprezintă manifestarea interesului şi dorinţei de a avea o oglindă a nivelului tehnic şi ştiinţific al energeticii româneşti, precum şi intenţia de a susţine material revista care poate satisface realizarea acestor deziderate.

Cei care doresc să facă abonamente personale sînt rugaţi să depună contravaloarea acestora conform opţiunii personale, după care să completeze formularul albastru şi să-l trimită fie direct, fie prin poştă, la redacţia revistei ENERGETICA.

Pentru abonamentele personale tarifele practicate pentru anul 1996 sînt următoarele :

Lei

Categoria abonaţilor	Abonamente	
	la ambele serii	la seria A sau seria B
salariat, liber profesionist	20.000	11.000
pensionar	11.000	6.000

Intreprinderile şi instituţiile sînt rugate ca după achitarea costului abonamentelor dorite să completeze formularul galben pe care să-l trimită la redacţia revistei ENERGETICA.

Intreprinderile şi instituţiile au la dispoziţie numai abonamente complete (la ambele serii) contravaloarea fiind de 72.000 lei anual pentru anul 1996.

Abonaţii pe anul 1996 vor primi în plus cîte :

- un manual de buzunar conţinînd date şi informaţii de specialitate pentru energeticieni
- un calendar pe anul 1996.

Redacţia

Obs. Tarifele de mai sus sînt valabile pentru abonamentele pe 1996 efectuate pînă la data de 1 martie 1996

E 2039

ENERGETICA

REVISTA DE SPECIALITATE
A ENERGETICIENILOR
DIN ROMÂNIA

ANUL 43 | Nr.6, SERIA A | NOIEMBRIE - DECEMBRIE 1995

ISSN 1220 - 5133

ORSZÁGOS MŰSZAKI INFORMÁCIÓS KÖNYVTÁR ÉS KÖZPONT 1083

Număr special "Managementul distribuţiei energiei electrice"

Revista ENERGETICA a fost înfiinţată în anul 1953, continuând tradiţia vechilor publicaţii inginereşti care au avut preocupări în domeniul energiei ca, de exemplu:

- Diaru pentru vulgarizarea ştiinţelor naturale şi fizice (1870 - 1882);

- Buletinul Societăţii Politehnice (1887 - 1944);

- Buletinul Asociaţiei Generale a Inginerilor din România - AGIR (1919 - 1946);

- ENERGIA, editată de ing. Dumitru Leonida (1921);

- Buletinul Asociaţiei Producătorilor şi Distribuitorilor de Energie Electrică - APDE (1932 - 1944);

- Buletinul Institutului Român de Energie - IRE (1933 - 1944)

Opiniile exprimate în articolele publicate în revista ENERGETICA aparţin autorilor acestora.

Orice reproducere integrală sau parţială, prin indiferent ce procedeu, a materialelor apărute în revista ENERGETICA poate fi făcută numai cu aprobarea biroului de redacţie. Sunt autorizate numai citările destinate lucrărilor ştiinţifice şi volumelor în care acestea sunt inserate .

Revista apare alternativ în două serii :

- seria A, care tratează probleme de surse de energie, conversie de energie, poluare a mediului înconjurător, utilizare a căldurii etc.;

- seria B, care tratează probleme electrice, inclusiv ale centralelor electrice, staţiilor electrice, ale liniilor de transport şi distribuţie a energiei electrice , sisteme electroenergetice etc.

Fiecare serie are 6 numere pe an .

CUPRINS

RADU OPINCARU, RADU REGMAN : Metode de prognozare a duratei de viaţă a tubulaturii cazanelor energetice 263

TEODOR POPA, RADU REGMAN, LUCIAN PALADE, BOGDAN POPESCU-VIFOR: Urmărirea prin calcul a epuizării duratei de viaţă a echipamentelor în RENEL - analiza aplicării normei germane TRD 301 264 - 272

LIANA TURCU: Metode de prognozare a duratei de viaţă a tubulaturii cazanelor energetice 273 - 279

CONSTANTIN NEAGA, LUCIAN MIHĂESCU, THEODOR PRISECARU, IONEL PÎŞA: Influenţa variaţiei puterii calorifice a combustibilului de proiect asupra temperaturii cazanelor de ardere la ieşirea din focar 280 - 287

DANIEL BOGDAN: Parametrii definitorii pentru evaluarea siguranţei în exploatare a discurilor turbinelor cu abur 288 - 294

MIHAIL CECLAN, RODICA ELENA CECLAN: Prelungirea duratei de viaţă a echipamentelor energetice prin purificarea şi deshidratarea uleiului 295 - 300

DIN ENERGETICA MONDIALĂ 294

INFORMAŢII 279 , 300

INVENŢII

PETRE IOAN POLESCU, AMALIA IOANA POLESCU: Plastics injection technology, variant mixed -POLY-FLEX - an ICEMENERG - experimented original conception of plastics design and manufacture 301 - 303

Cuprinsul general al revistei ENERGETICA, seria A, pe anul 1995 304 - 305

Indicele alfabetic al autorilor articolelor apărute în revista ENERGETICA, seria A, pe anul 1995 305 - 306

Our review publishes ADVERTISMENTS for your PRODUCTS, TECHNOLOGIES, SERVICES, etc.

Please, contact us at the address:
Revista ENERGETICA
ICEMENERG, B-dul Energeticienilor nr.8,
Bucureşti III, RO 79619
Phone : (401)322 06 92 ; (401)321 69 66/251
Fax: (401)321 10 10
Telex: 10783

COLEGIUL DE REDACŢIE

BIROUL: dr . ing. Eugeniu PAVEL - preşedinte, redactor-şef; dr. ing. Jean CONSTANTINESCU - redactor-şef adjunct; prof. dr. ing. Dumitru Cezar IONESCU - redactor-şef adjunct; ing. Vasile RUGINĂ - secretar de redacţie; ing. Radu OPINCARU - reprezentant RENEL; ing. Ion CONECINI; ing. Vladimir CONSTANTINESCU; prof. dr. ing. Virgil MUŞATESCU ; ing. Dan GHEORGHIU; ing. Nicolae NICULESCU; ing. Mihai NICOLAU - reprezentant ICEMENERG; dr. ing. Ioan GANEA

MEMBRI: conf. dr. ing. Florin ALEXE; ing. Ovidiu APOSTOL; prof. dr. ing. Victor ATHANASOVICI; conf. dr. ing. Adrian BADEA ; prof. dr. ing. Cornel BIANCHI; ing. Paul CARTIANU; ing. Mircea CÂRDU; prof. dr. ing. Dorin CRISTESCU; prof. dr. ing. Nicolae DĂNILĂ; dr. ing.Laurenţiu GOIA; prof dr. ing. Nicolae GOLOVANOV ; prof. dr. ing. Dumitru IVAS; prof. dr. ing Aureliu LECA; dr. ing. Gheorghe LUCA; dr. ing. Magdalena MATEI; ing. Cornel MOŢIU; prof. dr. ing. Costin MOŢOIU ; prof. dr. ing. Constantin NEAGA; prof. ing. Mircea NEMEŞ; conf. dr. ing. Valeriu NISTREANU; ing. Cornel PÂSLARU; prof. dr. ing. Alexandru POEATĂ; dr. ing. Marius POMÂRLEANU; prof. dr. ing. Florin POP; dr. ing. Teodor POPA; dr. ing. Anca POPESCU; ing. Miron POPESCU; conf. dr. ing. Petre POSTOLACHE; dr. ing. Dan Ion PREDOIU; ing. Radu REGMAN; ing. Gabriel ROMAŞCU; ing. Anton ROŞU ; ing. Margarios SALGIAN; ing. Alexandru SĂNDULESCU; ing. Emilian SIMIAN; ing. Cristian TOTOLO; ing. Anton VLĂDESCU

Redactor : Ana Maria CHIVU

Coperta I: Din muzeele New - York - ului

Tiparul executat la ICEMENERG

Redacţia şi administraţia: ICEMENERG, B-dul Energeticienilor nr.8, sector 3, CP 79619, Bucureşti
Telefon: (401)322 06 92; (401)321 69 66/251; Telex : 10783; Fax: (401)321 10 10

PRELUNGIREA DURATEI DE VIAŢĂ ŞI MODERNIZAREA INSTALAŢIILOR ENERGETICE

Structura sistemului de producţie a energiei electrice şi termice a RENEL impune cu stringenţă o acţiune rapidă şi eficace, atât în termeni economici, cât şi tehnici, de restructurare a acestuia în vederea asigurării, acum şi în perspectivă, a cererii de energie electrică şi termică la un preţ rezonabil, în condiţii de calitate şi cu limitarea la maximum a impactului asupra mediului.

O parte a acţiunii de restructurare o constituie acţiunea de extindere a duratei de viaţă a grupurilor, motivaţia ei putând fi găsită, credem noi, la intersecţia a cel puţin câtorva din următorii factori tehnici, economici şi sociali:

1 - creşterea accentuată a masei de capital investită pentru adaptarea unităţilor în funcţiune la noile legislaţii de protecţie a mediului, sau pentru conversia la alt combustibil decât cel al proiectului iniţial. Este de aşteptat ca o centrală modernizată cu un efort financiar deosebit să funcţioneze o perioadă mai mare decât cea prevăzută iniţial;

2 - creşterea puternică a costului megawatului nou instalat. Combinată cu rata mică de creştere a cererii, această tendinţă poate conduce la amânarea deciziei instalării unui nou grup pentru viitor şi la recursul la puterea deja instalată şi cu durata de viaţa "depăşită";

3 - dificultăţi din ce în ce mai mari pentru obţinerea permiselor de construcţie a noilor centrale;

4 - lipsa unei concepţii tehnologice mature, inclusiv din punct de vedere economic, în ceea ce priveşte noua generaţie de centrale termice, care trebuie să fie capabilă să ofere costuri de producţie mici şi o protecţie a mediului superioară;

5 - determinarea duratei de viaţă consumate a devenit mult mai fiabilă în ultima perioadă, datorită punerii la punct a unor metode îmbunătăţite de calcul şi monitorizare/examinare. Sunt oferite astfel predicţii mult mai corecte ale consumului şi ca urmare şi ale măsurilor de prelungire a duratei de viaţă;

6 - trecerea de la funcţionarea în bază la funcţionarea ciclică. În acest caz, datorită sarcinilor suplimentare introduse de pornirile/opririle dese şi/sau de frecventele variaţii importante de sarcină, este imperios necesar să se ia măsuri pentru menţinerea cel puţin a duratei de viaţă proiectate;

7 - producerea combinată de energie electrică şi termică - termoficarea. Deşi vechi, o serie de centrale de termoficare sunt considerate şi demonstrate ca eficiente din punctul de vedere al utilizării energiei primare, propunându-se prelungirea duratei lor de viaţă;

8 - incertitudini în ceea ce priveşte disponibilitatea şi costul resurselor primare de energie, cuplate cu prognoze ale cererii nefiabile;

9 - situaţia financiară. Companiile cu o situaţie financiară nesigură, sau care evoluează într-un mediu financiar incert, sunt mai degrabă tentate să-şi amâne deciziile de construcţie a unor noi centrale şi să prelungească durata de viaţă a celor existente;

10 - impactul social al dezafectării unor centrale. Nu sunt puţine cazurile în care companiile de electricitate au fost "obligate" să prelungească durata de viaţă a centralelor sub presiunea publicului şi/sau a factorilor politici.

Ţinând seama de ponderea grupurilor cu durată normată de viaţă expirată sau care va expira până la nivelul anului 2000 (circa 40% din puterea instalată, respectiv circa 58% din puterea efectiv disponibilă la nivelul anului 1994), ca şi de faptul că şi centralele relativ noi (10-15 ani, totalizând circa 31% din puterea instalată) funcţionează cu randamente şi factori de disponibilitate reduşi, revista ENERGETICA şi RENEL au considerat utilă şi interesantă organizarea unei mese rotunde care să pună în evidenţă eforturile specialiştilor în domeniu, gradul de racordare a cercetării-dezvoltării româneşti la tendinţele şi practicile mondiale, dificultăţile şi domeniile necesar a fi acoperite în viitorul apropiat. În acest sens, fără a fi limitativ, s-au propus spre dezbatere următoarele aspecte:

1. Efectele tehnice şi economice ale retehnologizărilor grupurilor energetice: metode de estimare, concluzii ale unor studii, deficienţe organizatorice şi metodologice.

2. Impactul strategiei RENEL de retehnologizare asupra industriei constructoare de echipamente: oferta producătorilor, programele de restructurare iniţiate sau avute în vedere, concurenţa internă şi externă în domeniu, dificultăţi.

3. Metode şi tehnici de determinare a consumului de durată de viaţă şi de prelungire a acesteia: tehnici de predicţie prin calcul, monitorizarea şi stocarea parametrilor definitori ai consumului de viaţă, tehnici de control distructiv şi nedistructiv.

4. Efectul schimbării combustibilului asupra duratei de viaţă a echipamentelor energetice: proiectarea reabilitărilor, determinarea parametrilor critici, metode de atestare.

5. Efecte ale trecerii de la funcţionarea în regim de bază la funcţionarea ciclică: centralele/grupurile candidat, rolul automatizării în diminuarea consumului de durată de viaţă, modernizări avute în vedere.

6. Soluţii economice pentru asigurarea cu energie termică a consumatorilor alimentaţi din centrale cărora le expiră durata de viaţă: Comăneşti, Ovidiu, Grozăveşti, Gura Barza.

Au răspuns invitaţiei peste 40 de specialişti, supunând spre dezbatere 23 de lucrări, din care moderatorii, din motive de timp, în principal, au selecţionat pentru prezentare în cadrul mesei rotunde 12 lucrări.

ing. RADU OPINCARU - RENEL
ing. RADU REGMAN - ICEMENERG

URMĂRIREA PRIN CALCUL A EPUIZĂRII DURATEI DE VIAŢĂ A ECHIPAMENTELOR ÎN RENEL - ANALIZA APLICĂRII NORMEI GERMANE TRD301

dr. ing.TEODOR POPA; ing. RADU REGMAN; ing. LUCIAN PALADE;
ing. BOGDAN POPESCU-VIFOR *

Lucrarea îşi propune analiza prevederilor TRD301, anexa 1, direcţionată spre:

a) adecvarea normei la complexitatea echipamentelor;

b) disponibilitatea datelor de calcul: geometrice, de material, variaţia parametrilor;

c) posibilităţi de suplimentare a informaţiei atât în ceea ce priveşte datele (suplimentarea sau modificarea măsurii în centrale), cât şi în ceea ce priveşte cunoştinţele (suplimentarea modelului matematic ce stă la baza TRD301, anexa 1, cu modele de calcul şi algoritmi adecvaţi la datele disponibile şi ştiinţifice concrete);

d) surse de eroare în aplicarea normei TRD301;

e) analiza modului de exploatare din punctul de vedere al prevederilor normelor TRD şi în urma aplicării lor.

Se apreciază, regimurile de exploatare din punctul de vedere al epuizării duratei de viaţă şi se evaluează epuizarea duratei de viaţă pentru cazuri concrete.

The paper is aimed to analyse the provisions of TRD301 standard; the Annex 1 points out that:

a) the standard meets the equipment complexity;

b) the computation data are available: geometric data, material data, parameters variation;

c) the information can be richer both with reference to data (more data or the modification of the measurements in the power plants) and to the improvement of knowledge (more data on the mathematical model which are the basis of TRD301; the Annex 1 includes the computation models and the algoritms adequate to the available data and to real situations);

d) error sources in the application of TRD301 standard.

e) analisis of the operating method from the TRD standards provisions point of view and as a result of their application. An estimate of the operating regimes from the life-time exhaustion point of view as well as an assessement of the lifetime exaustion for real cases, are presented.

Descriptori: durată de viaţă, echipamente energetice

Rezolvarea unor probleme cu care se confruntă producţia de energie electrică în România (scăderea necesarului , modernizarea unor centrale, punerea în funcţiune a centralei nucleare de la Cernavoda) necesită luarea de către RENEL a unor decizii în ceea ce priveşte:

- dezafectarea unor grupuri şi chiar centrale, cu implicaţiile sociale inerente;
- corelarea investiţilor necesitate de retehnologizarea şi reabilitarea unor obiective cu evaluarea duratei de viaţă restante a echipamentelor care nu se înlocuiesc;
- funcţionarea unor grupuri în regim de vârf, cu expunerea echipamentelor la solicitări ciclice.

În aceste situaţii revine în atenţie în mod necesar un subiect abordat în Germania şi SUA încă din anii '60 şi care a rămas de actualitate până astăzi: evaluarea prin calcul a epuizării duratei de viaţă a echipamentelor. Trebuie subliniat caracterul său orientativ (o decizie nu poate fi luată numai în baza evaluării prin calcul), afectarea calculelor de diverse surse de erori, precum şi dificultatea

* Institutul de Cercetări şi Modernizări Energetice - ICEMENERG, Bucureşti

acestei acţiuni, mai ales în lipsa unui cadru organizat.

1. Strategii de evaluare

În [1] sunt precizate etapele evaluării prin calcul a epuizării duratei de viaţă a echipamentelor (tabel 1), conform programului EPRI (The Electric Power Research Institute). Definirea lor restrânge numărul componentelor supuse analizei, de la prima la a treia etapă creşterea veridicităţii făcându-se prin creşterea costurilor.

Tabelul 1

Date	Etapa 1	Etapa 2	Etapa 3
Istoricul evenimentelor	Înregistrările centralei	Înregistrările centralei	Înregistrările centralei
Parametrii de funcţionare:			
temperatură	proiect	măsurată	măsurată
presiune	proiect	operare	operare
tensiuni	proiect	calculate	calculate
Dimensiuni:	nominale	actuale	actuale
Proprietăţi de material	proiect	proiect	reale

Limitându-ne la epuizarea prin solicitări alternante, în condiţiile existente (lipsa valorilor de proiect pentru tensiuni, a înregistrărilor temperaturilor şi presiunilor, costurile ridicate necesitate de determinarea dimensiunilor şi a proprietăţilor de material reale), în evaluările efectuate de ICEMENERG a fost adoptată o strategie bazată pe primele două etape din tabelul 1, cu utilizarea în etapa 1 a tensiunilor calculate, iar în etapa 2 a dimensiunilor de proiect.

2. Abordări teoretice

2.1. Normele germane TRD. Norma TRD301, anexa 1: Calculul numărului admisibil de cicluri determinate de variaţia combinată a presiunii şi temperaturii

TRD301.Anexa 1 ia în considerare două tipuri de tensiuni care apar în recipientele închise, supuse la variaţii de presiune internă şi temperatură: mecanică echivalentă, respectiv termică.

Se determină tensiunile mecanice (σ_p) şi termice (σ_ϑ) cu formulele de calcul:

TRD301,anexa1: 1,34,37

$$\sigma_p = \alpha_m(p)p\frac{d_m}{2s_b} \qquad (1)$$

şi

TRD301,anexa1: 38,39

$$\sigma_\vartheta = \frac{V_\vartheta}{W\,V} \qquad (2)$$

sau

$$\sigma_\vartheta = \frac{\Delta\vartheta}{W} \qquad (3)$$

Tensiunile se compun aditiv, conform TRD301, anexa 1: 40,41:

$$\sigma = \sigma_p + \sigma_\vartheta \qquad (4)$$

Se calculează amplitudinea unui ciclu de solicitare :

TRD301, anexa 1: 42

$$\Delta\sigma = \overset{\wedge}{\sigma} - \overset{\vee}{\sigma} \qquad (5)$$

cu această valoare corectată, din curbele Woehler se determină numărul de cicluri până la fisurare $\hat{n}$. Epuizarea duratei de viaţă prin solicitări alternante este:

$$e_w = \frac{1}{\hat{n}} \qquad (6)$$

2.2. Standardul britanic BS 5400, Part 10

Lucrarea [2] prezintă metoda rezervorului, echivalentă cu metoda RainFlow, prin care se determină perechile de extreme ale ciclurilor de solicitare alternantă (fig. 1 şi fig.2). În principiu, un ciclu funcţional pornire-oprire presupune o succesiune de tensiuni extreme. Această succesiune începe şi se termină în 0. Se secţionează graficul în punctul maxim. Rezultă două segmente a căror ordine se inversează. Se obţine astfel o succesiune care începe şi se termină în punctul maxim. Privită ca o secţiune printr-un rezervor cu apă, diferenţa de nivel între punctul cel mai de jos şi oglinda apei reprezintă

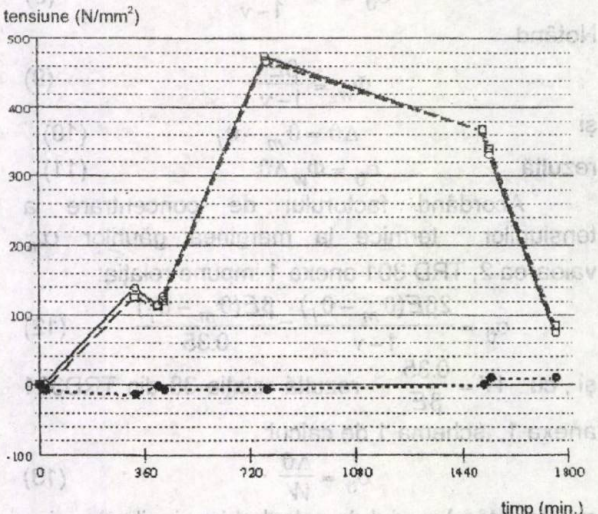


Fig.1.
—○— t ensiune mecanică; ··●·· tensiune termică;
—□— tensiune totală.

amplitudinea unui ciclu. Practicând o scurgere în punctul de minim, apa se scurge, formând alte rezervoare mai mici. Se repetă operaţia, generându-se identic alte cicluri de solicitare.

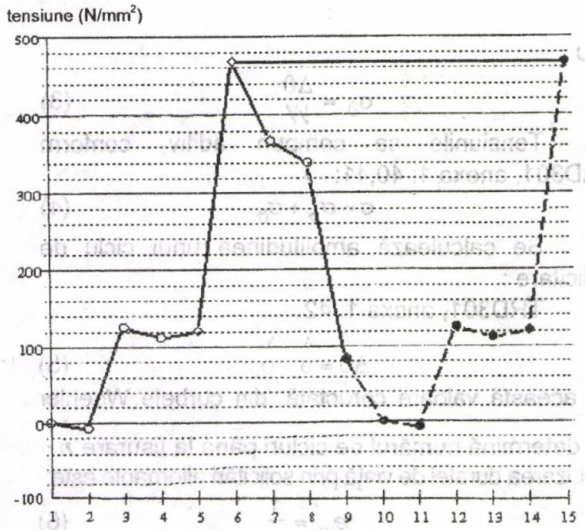


Fig.2. Metoda rezervorului.

—○— diagrama; —♦— completare.

2.3. Limitele normelor TRD

Considerăm necesară dezvoltarea calculului tensiunii termice conform bibliografiei.

În [5] se dezvoltă teoria dilatării unei bare supuse unei încălziri uniforme. Dacă dilatarea nu este liberă, apar tensiuni a căror valoare decurge din valoarea momentelor de capăt:

$$\sigma_\vartheta = \beta E(\vartheta_m - \vartheta_i) \qquad (7)$$

Pentru o placă,

$$\sigma_\vartheta = \frac{\beta E(\vartheta_m - \vartheta_i)}{1-\nu} \qquad (8)$$

Notând

$$\Phi_w = \frac{\beta E}{1-\nu} \qquad (9)$$

şi

$$\Delta\vartheta = \vartheta_m - \vartheta_i \qquad (10)$$

rezultă

$$\sigma_\vartheta = \Phi_w \Delta\vartheta \qquad (11)$$

Acordând factorului de concentrare a tensiunilor termice la marginea găurilor α_ϑ valoarea 2, TRD 301 anexa 1 impune relaţia:

$$\sigma_\vartheta = \frac{2\beta E(\vartheta_m - \vartheta_i)}{1-\nu} = \frac{\beta E(\vartheta_m - \vartheta_i)}{0.35} \qquad (12)$$

şi , cu $W = \frac{0.35}{\beta E}$, rezultă relaţia 38 din TRD301 anexa 1, schema 1 de calcul:

$$\sigma_\vartheta = \frac{\Delta\vartheta}{W} , \qquad (13)$$

reprezentând modul de calcul al tensiunilor termice funcţie de diferenţa de temperatură fibră medie - fibră medie - fibră internă.

Tot în [5], privind tensiunile termice ca o funcţie de viteză de variaţie a temperaturii fluidului, se ajunge la relaţia:

$$\sigma_\vartheta = \frac{V_\vartheta s_b^2 \beta \cdot E \cdot \Phi_f}{a(1-\nu)} \qquad (14)$$

unde Φ_f este un factor de formă.

Notând

$$V = \frac{a}{\Phi_f s_b^2} \qquad (15)$$

rezultă:

$$\sigma_\vartheta = \frac{\Phi_w V_\vartheta}{V} \qquad (16)$$

şi din (13) şi (16), $\Delta\vartheta = \frac{V_\vartheta}{V}$ (17)

şi a doua formă a relaţiilor 38, 39 din TRD 301, anexa 1 va fi:

$$\sigma_\vartheta = \frac{V_\vartheta}{WV} \qquad (18)$$

(17) reprezintă diferenţa de temperatură fibră medie - fibră internă în regim cvasistaţionar, care se instalează după un timp de creştere sau descreştere a temperaturii mediului cu viteza constantă.

Pentru evaluarea diferenţei de temperatură fibră medie - fibră internă a fost utilizat modelul propus în [6], în care se calculează factorul adimensional Fourier Z. În alte publicaţii [7; 8], el este notat F_O.

$$Z = \frac{at}{s_b^2} \qquad (19)$$

Dintr-o diagramă independentă de material se determină factorul φ subunitar în funcţie de Z.

Diferenţa efectivă de temperatură atinsă la momentul t este:

$$\Delta\vartheta = \varphi \cdot \Delta\vartheta_\infty \qquad (20.)$$

Pentru palierele orizontale, în [7] se propune compunerea a două rampe: ascendentă şi descendentă.

Observaţii

1) În regim cvasistationar vitezele de variaţie pentru temperaturi: fluid, fibră internă, fibră medie, fibră externă sunt egale, iar diferenţele de temperatură şi tensiunile termice sunt maxime. Se pot echivala deci vitezele de variaţie a temperaturii aburului şi a metalului, oricare ar fi fibra acestuia, permiţând corelarea între diagramele de presiune şi cele de temperatură a metalului, cu verificarea funcţionării corecte a înregistratoarelor şi elementelor de măsură. De asemenea, căutarea tensiunilor termice maxime va fi direcţionată spre regimurile cvasistaţionare.

2) În regimul nestaţionar tensiunile termice fiind mai mici, utilizarea relaţiilor TRD 301, anexa 1 38,39 duce la supraevaluarea lor, existând variaţii

brutale ale temperaturii fluidului de încălzire de scurtă durată, în timpul cărora nu se ating diferenţele de temperatură conform (17) şi ale tensiunilor conform (14). Relaţiile amintite necesită atenţie în aplicarea strictă dacă aceasta se face în forma dependentă de viteză, rămânând însă valabile în orice condiţii în forma dependentă de diferenţa de temperatură fibră medie-fibră internă, cu excepţia şocului termic [5], al cărui calcul necesită evaluarea coeficientului de transfer termic. Dacă regimul cvasistaţionar nu a fost atins, în evaluarea tensiunilor termice se vor utiliza valorile calculate ale diferenţelor de temperatură. În schimb, determinarea tensiunilor termice ca funcţie de diferenţele de temperatură este valabilă şi în regim şi în regim nestaţionar.

3) TRD calculează tensiunea minimă prin adunarea tensiunii mecanice minime cu tensiunea termică minimă. Ele nu se înregistrează însă simultan, pentru că diferenţa de temperatură maximă (în valoare absolută) este rezultatul creşterii temperaturii fluidului, indiferent dacă s-a atins sau nu starea cvasistaţionară. Această creştere este însoţită de creşterea presiunii, astfel că în momentul înregistrării diferenţei de temperatură şi a tensiunii termice minime, presiunea şi deci tensiunea mecanică nu mai sunt minime. Trebuie deci căutat în prelucrare acel moment de timp la care suma celor două tensiuni este minimă. Principiul este valabil şi la oprire, când trebuie căutată tensiunea totală maximă.

Notaţii în relaţii

s_b	grosimea peretelui ;
d_m	diametrul;
p	presiunea;
ϑ	temperatura;
ϑ_m	temperatura fibrei medii;
ϑ_i	temperatura fibrei interne;
ϑ^*	temperatura de calcul a ciclului;
σ	tensiunea;
σ_p	tensiunea mecanică;
σ_ϑ	tensiunea termică;
$\Delta\vartheta$	diferenţa de temperatură;
V_ϑ	viteza de variaţie a temperaturii;
a	difuzivitatea termică;
ν	coeficient Poisson;
Φ_w	factorul de formă adimensional;
Φ_f	factorul de formă adimensional;
β	coeficientul de dilatare longitudinală;
E	modul de elasticitate;
$\sigma_{0.2\vartheta}$	limita de curgere;
$\Delta\sigma$	amplitudinea ciclului;
$2\sigma_a$	amplitudinea corectată;
$\hat{n}$	numărul de cicluri până la rupere;
n	numărul admisibil de cicluri;
e_w	epuizarea duratei de viaţă prin solicitări alternante.

Unităţile de măsură sunt în SI.

3. Evaluări efectuate

În timp, au fost efectuate evaluări la separatorul de apă şi colectorul final al cazanului de 1035 t/h de la C.T.E.Turceni, constatându-se că la aceste echipamente pornirile şi opririle repetate nu au determinat o epuizare a duratei de viaţă prin solicitări alternante excesive (aproximativ 0.000016, respectiv 0.00616/an). În calcul nu a fost folosit coeficientul de siguraţa 5. S-au analizat prescripţiile de exploatare şi exploatarea reală la tamburele cazanelor de la CET Oradea 2 şi efectele pornirilor/opririlor şi ale variaţiilor parametrilor la tamburul cazanului 1 de la F.E.Braşov. A fost ales pentru evaluare tamburul din cel puţin trei motive:

a) din punctul de vedere al modelelor de calcul prezintă o complexitate specifică, depăşind, într-o măsură ce rămâne de verificat cadrul strict al normelor TRD;

b) în lipsa unui cadru organizat de urmărire a epuizării duratei de viaţă starea de saturaţie a aburului din tambur oferă posibilităţi de corelare a parametrilor necesari în calcul;

c) având în vedere temperaturile de lucru evaluarea epuizării duratei de viaţă prin solicitări alternante rezolvă global problema epuizării duratei de viaţă la tambur.

3.1. CET Oradea 2

La CET Oradea 2 funcţionează 3 tambure identice, de 420 t/h, de fabricaţie cehoslovacă.

3.1.1. Instrucţiuni de exploatare

a) Au fost alese pe **diagrama teoretică a pornirii cazanului după 15-30 ore,** două puncte: la 90 min, respectiv 120 min de la începutul pornirii (tabelul 2).

Tabelul 2

	p[N/mm^2]	ϑ[°C]	Δϑ[K]	σ_P [N/mm^2]	σ_ϑ [N/mm^2]	σ[N/mm^2]
1 cf.TRD301)	0	130	- 15,56	0	- 115	- 115
1 (punctual)	3	220	- 15,56	76,47	- 115,42	- 38,95
2 (cf.TRD301)	14	320	- 5,94	353,01	- 44,01	309

Calculul conform TRD301 supraevaluează tensiunea totală la pornire neţinând seama că diferenţa de temperatură maximă de -15.56 °C se atinge doar după aproximativ 45 min, când presiunea nu mai este 0, ci 3 N/mm^2, determinând o tensiune mecanică semnificativă (76.47 N/mm^2). Observaţia 3, de la paragraful 2.3. se dovedeşte justificată.

b) Au fost alese pe **diagrama teoretică a pornirii cazanului prin eşapare sau prin SRR,** două puncte (32, respectiv 60 min de la începutul pornirii) (tabel 3).

Corelată cu tabelele anterioare şi cu diagramele teoretice de pornire, această observaţie generează alte două observaţii:

2) Diferenţa de temperatură admisibilă creşte, la pornire odată cu creşterea presiunii, până la 12 MPa, iar la oprire, odată cu scăderea presiunii până la 6 MPa, ceea ce este în conformitate cu prevederile TRD301, anexa 1. În schimb evoluţia recomandată după aceste valori nu mai este conformă cu norma.

3) Variaţia crescătoare cu presiunea a

Tabelul 3

	p[N/mm^2]	ϑ[°C]	Δϑ[K]	σ_P [N/mm^2]	σ_ϑ [N/mm^2]	σ[N/mm^2]
1 (cf.TRD301)	0	115	- 17,52	0	- 129,3	- 129,3
2 (cf.TRD301)	1	166	- 11, 8	25,54	- 87,42	- 61,87

3.1.2. Restricţii asupra diferenţelor de temperatură fibră internă-fibră externă

Prescripţiile de exploatare recomandă o viteză maximă de variaţie a temperaturii aburului saturat de 2°C/min, precum şi corelaţia între presiune şi diferenţa de temperatură fibră internă - fibră externă metal în orice punct al tamburului din tabelul 4.

diferenţei de temperatură fibră internă-externă la pornire nu concordă cu variaţia uniformă sau chiar descrescătoare a vitezei de încălzire în diagramele teoretice.

3.1.3. Prelucrarea diagramelor de înregistrator

Tabelul 5 sintetizează rezultatele calculelor efectuate în baza diagramelor de înregistrator aferente unui **ciclu pornire (28.03.1995) - oprire(2.05.1995),** la tamburul cazanului 2, CET

Tabelul 4

Pornire:	- presiune [MPa]	1	2	4	6	8	10	12	14	16
	- diferenţă temperatură [°C]	15	20	30	35	45	55	60	50	35
Oprire:	- presiune [MPa]	16	14	12	10	8	6	4	2	1
	- diferenţă temperatură [°C]	10	20	30	40	50	60	50	40	-

Observaţii

1) Palierele de variaţie uniformă a temperaturii la pornire în diagramele de pornire teoretice fiind destul de lungi, putem considera starea cvasistationară, în care este valabilă observaţia 1, paragraful 2.1.3., recomandările TRD referitoare la modul de variaţie a diferenţei de temperatură fibră medie-fibră internă se pot extinde la diferenţa de temperatură fibră medie-fibră externă. Se poate, de asemenea, afirma că diferenţa de temperatură fibră internă-fibră externă la sfârşitul unui palier de viteză constantă este cu atât mai mare cu cât viteza a fost mai mare.

Oradea 2,cu următoarea specificaţie:

1) prelucrare conform TRD301, anexa1, diagrama de înregistrator, presiune;

2) prelucrare conform TRD301, anexa1 în baza diferenţelor de temperatură calculate conform paragrafului 2.3., observaţia 2, diagrama de înregistrator, presiune;

3) prelucrare conform TRD301, anexa1, diagrama de înregistrator, temperatură metal tambur, sus;

4) prelucrare conform TRD301, anexa1, în baza diferenţelor de temperatură calculate conform paragrafului 2.3., diagrama de înregistrator, temperatură metal tambur, sus ;

5) prelucrare conform TRD301, anexa1, diagrama de înregistrator, temperatura metal tambur, jos ;

6) prelucrare conform TRD301, anexa1, în baza diferenţelor de temperatură calculate conform paragrafului 2.3., diagramă de înregistrator, temperatură metal tambur, jos ;

7) prelucrare în baza restricţiei: viteza de variaţie a temperaturii la pornire şi oprire:±2°C/min;

8) prelucrare în baza observaţiilor 2, 3, 4 din paragraful 2.3.

3.2. FE Braşov

La FE Braşov funcţionează două tambure identice de 420 t/h, de fabricaţie românească.

Observaţii

1) Au fost puse în evidenţă două tipuri de situaţii care se pot sustrage analizei: încercările de pornire neînregistrate (17-18.11.90) şi scăderile puternice ale parametrilor(28.12.1992). De asemenea, pot fi identificate în arhivă şi pornirile-opririle din perioada de probe (1989).

Tabelul 5

	1	2	3	4	5	6	7	8
P_{min}	0	0	0	0	0	0	0	0,07
ϑ_{min}	95	95	95	95	81	85	95	95
$V\vartheta_1$	4,72	-	2,778	-	1,415	-	2	-
$\Delta\vartheta_1$	-	- 26,66	-	- 19,54	-	- 10,485	-	- 26,66
P_{max}	14	14	14	14	14	14	15,5	14
ϑ_{max}	339	339	370	370	360	360	350	339
$V\vartheta_1$	- 0,464	-	- 0,507	-	- 0,652	-	- 2	-
$\Delta\vartheta_2$	-	3,42	-	3,845	-	4,89	-	3,38
σp_{min}	0	0	0	0	0	0	0	25,544
$\sigma\vartheta_1$	- 266,61	- 197,6	- 156,92	- 144,782	- 79,23	- 77,7	- 111,17	- 197,6
σp_{max}	353,02	353,05	353,026	353,026	353,036	353,036	390,36	353
$\sigma\vartheta_2$	26,21	25,35	28,64	28,49	36,637	36,239	111,17	0
σ_{min}	- 266,6	- 197,6	- 156,9	- 144,782	- 79,23	- 77,7	- 111,17	- 172,05
σ_{max}	379,23	378,4	381,66	381,51	389,67	389,27	501,53	353
$\Delta\sigma$	645,8	576	538,6	526,3	468,9	466,98	612,698	525,1.
$\hat{n}$	8612	21275	28607	31494	54170	55157	14118	35606
n	1722	4255	5721	6299	10834	11031	2823	7121
e_w	0,00011	0,000047	0,00003	0,00003	0,000018	0,000018	0,00007	0,00003

Observaţii:

1) Prin compararea rezultatelor coloanelor 1 şi 2 se confirmă sursa de eroare pe care o conţine norma TRD301, prin supraevaluarea diferenţei de temperatură (observaţia 2, paragraful 2.3). Prin compararea rezultatelor coloanelor 2 şi 8 se confirmă sursa de eroare pe care o conţine norma TRD301 prin însumarea unor valori ale tensiunii mecanice şi ale celei termice care nu se înregistrează simultan (observaţia 3, paragraful 2.3.).

2) Variaţia diferită a temperaturii la partea inferioară a tamburului faţă de cea superioară determină diferenţe de temperatură, tensiuni termice şi epuizări ale duratei de viaţă diferite.

3) Excluzând coloana 1, afectată de eroarea amintită şi coloana 7, în care variaţia vitezei de răcire este presupusă a fi mult mai dură decât în diagramele reale, celelalte calcule furnizează valori apropiate.

2) Tensiunea de rupere şi limita de curgere sunt preluate din documentaţia cazanului.

3) Datele constructive comportă o particularitate: grosimea peretelui este mai mică decât la Oradea, iar diametrul mediu mai mare. Ne putem aştepta deci la o pondere mai mare a tensiunilor mecanice faţă de cele termice.

3.2.1 Prelucrarea diagramei de presiune tambur la pornirea(17.11.1990) - oprirea (18.11.1990) cazanului 1

Se aplică metoda rezervorului (fig.2). Se formează un singur ciclu semnificativ între punctele 6 - 11 din figură, corespunzând punctelor 1' şi 4 din figura 1. Se calculează cu ajutorul curbelor Woehler numărul de cicluri până la rupere, respectiv admisibile şi epuizarea duratei de viaţă aferentă ciclului.

Tabelul 6

$\overset{v}{\vartheta}$	$\overset{v}{\sigma}$	$\overset{\wedge}{\vartheta}$	$\overset{\wedge}{\sigma}$	ϑ^*	$\sigma_{0.2\vartheta}$	$\Delta\sigma$	$2\sigma_a$	$\hat{n}$	n	e_w
71,8	- 6,8	325	468,3	261,7	431,7	475,1	624,1	19600	3832	0,00005

Observaţii

1) Introducerea punctului suplimentar 1' este justificată aici, înregistrându-se o tensiune extremă.

2) Viteza foarte mică de variaţie a temperaturii determină tensiuni termice reduse.

3) Tensiunile mecanice sunt mari, datorită raportului d_m/s_b. Observaţia este importantă, deoarece :

a) este suficient să stabilim că un astfel de regim de porniri şi opriri este reprezentativ şi determinante în evaluarea epuizării duratei de viaţă devin presiunea uzuală de funcţionare a tamburului şi numărul de porniri-opriri (vezi şi paragraful 3.2.2, observaţia 3).

b) la pornire, mai ales în ultima parte, pot fi crescute vitezele de încălzire, contându-se pe efectul compensator al presiunii.

3.2.2 FE Braşov. Prelucrarea diagramei de presiune tambur la scăderea parametrilor (28.12.1992)

Tensiunile mecanice, termice şi totale sunt prezentate în figura 3, iar aplicarea metodei rezervorului în figura 4. Se formează trei cicluri care sunt analizate în două ipoteze extreme:

- ***ipoteza cea mai favorabilă:*** conform metodei rezervorului, maximumul pereche pentru punctul 5 din figura 4 este punctul 1 din figura 4, de asemenea, perechea punctului 11 din figura 4 este punctul 12 din figura 4;
- ***ipoteza cea mai nefavorabilă:*** conform metodei rezervorului, maximumul pereche pentru punctul 5 din figura 4 este punctul 9 din figura 4; de asemenea, perechea punctului 11 din figura 4 este punctul 10 din figura 4.

Observaţii

1) A fost identificată o scădere de parametri care are un efect mai puternic decât o pornire.

2) Având în vedere raportul foarte mare

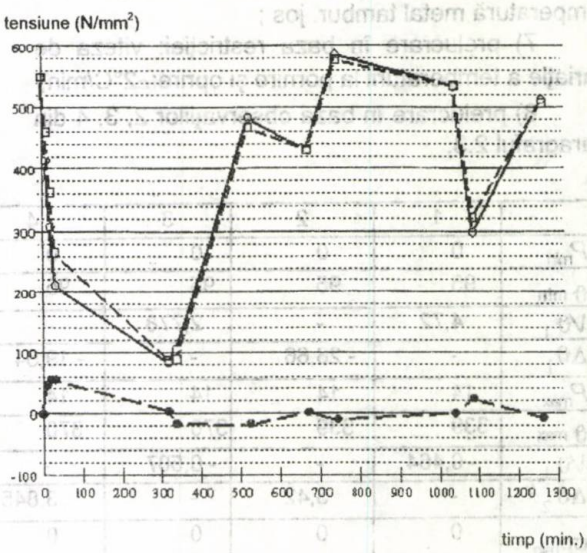


Fig.3

—○— tensiune mecanică; ··•·· tensiune termică; —□— tensiune totală.

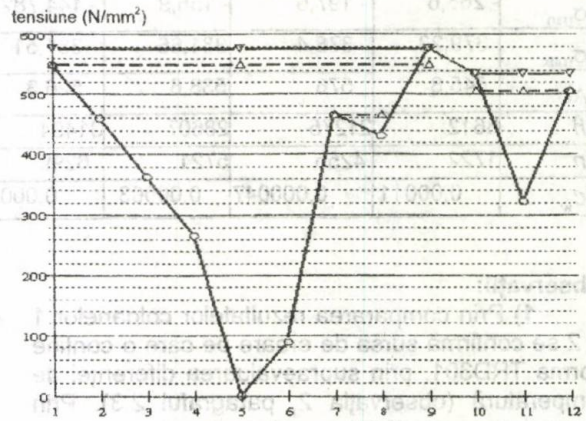


Fig.4. Metoda rezervorului.

—○— diagrama ; —△— favorabil; —▽— defavorabil

Tabelul 7

	$\overset{v}{\vartheta}$	$\overset{v}{\sigma}$	$\overset{\wedge}{\vartheta}$	$\overset{\wedge}{\sigma}$	ϑ^*	$\sigma_{0.2\vartheta}$	$\Delta\sigma$	$2\sigma_a$	$\hat{n}$	n	e_w
Favorabil											
1 - 5	212	86,7	336	550,2	305	423	463,5	607,2	17348	3470	0,0000576
11 - 12	290	322,2	331	506,4	320,8	419,9	184,2	293,4	1106364	221273	0,0000009
Nefavorabil											
1 - 5	212	86,7	342	578,3	309,5	422,1	491,6	635,2	14279	2856	0,00007
11 - 12	290	322,2	334	535,9	323	419,4	213,7	330,6	366864	73373	0,0000027

d_m / s_b ponderea tensiunilor termice este foarte redusă; practic tensiunea totală urmăreşte tensiunea mecanică, valorile acesteia fiind ridicate.

3) Observaţia 3.2.1. 3) a) trebuie completată cu tratarea scăderilor de parapetrii.

Concluzii

În lipsa calculatoarelor de proces, evaluarea prin prelucrarea datelor disponibile este o acţiune costisitoare, desfăşurată în condiţii dificile şi afectată de erori. Asupra acestei acţiuni, formulăm urmatoarele concluzii, referitoare la:

• **Modelul matematic.** a) Teoretic şi practic sursele de eroare în aplicarea normei TRD301, anexa 1, datorate caracterului simplificator al acesteia sunt: considerarea stării cvasistaţionare şi atunci când ea nu a fost atinsă, însumarea tensiunilor termice şi mecanice înregistrate la momente diferite de timp;

b) Modelul de calcul oferit de TRD nu acoperă întreg domeniul de tensiuni care apar în tambur.

• **Caracteristici de material.** Doar standardele recente conţin datele de material necesare calculelor conform TRD. Pentru datele care lipsesc din standardele mai vechi sunt necesare echivalări.

• **Înregistrarea parametrilor.** Faptul că fiecare centrală îşi are sistemul de masură şi înregistrare specific împiedică uniformizarea calculelor. Astfel, la CET Oradea 1 există două puncte de măsură duble (fibra internă-externă) la partea superioară a tamburului şi un punct dublu la partea inferioară. Nu se face înregistrarea presiunii aburului saturat. La CET Oradea 2, sunt amenajate trei puncte duble de măsură a temperaturii la partea superioară a tamburului, cu înregistrarea valorilor pe un înregistrator şi tot atâtea la partea inferioară a tamburului, pe un alt înregistrator. Se înregistrează presiunea aburului saturat. La F.E.Braşov măsura este ca la CET Oradea 2; diferă doar gruparea pe înregistratoare. Scala de timp şi a parametrului măsurat variază de la caz la caz, singura sursă de informaţie constituind-o notaţiile făcute de operator la predarea schimbului său la porniri-opriri.

• **Programe de calcul.** Calculul s-a făcut fie strict după norma TRD301, anexa 1, fie după modelele şi algoritmii de calcul rezultaţi în urma cercetărilor care au stat la baza elaborării normei TRD. Aceste calcule pun în evidenţă domeniul restrâns de aplicare strictă a normei. Modelele de calcul prezentate în paragraful 2, făcându-se trimiteri la bibliografie acoperă un domeniu mai vast, iar calculul tensiunilor în punctele reprezentative ale diagramei şi aplicarea unui algoritm adecvat de formare a ciclurilor constituie o abordare mai exactă decât cea prezentată în normă.

• **Rezerve, dar şi restricţii în exploatare.** Calculele efectuate au pus în evidenţă caracteristici ale echipamentelor şi indicaţii ale normei TRD neutilizate în exploatare. Astfel, la tamburul de 420 t/h de la F.E.Braşov raportul d_m / s_b mare (1800/80=22.5, faţă de 1580/110=14.3 la Oradea 2) intervine direct în calculul tensiunilor mecanice. La o presiune nominală dată, rezultă deci o tensiune mecanică dată, ce nu poate fi redusă. La aceasta se va ajunge oricum la atingerea parametrilor nominali. Se adaugă însă şi o tensiune termică dependentă de diferenţa de temperatură fibră medie-fibră internă. Având în vedere faptul că **la pornire tensiunea termică se scade din tensiunea mecanică**, raportul amintit permite la F.E.Braşov tensiuni termice (deci **viteze de încălzire) mai mari la pornire**, mai ales în partea finală. În schimb, **la oprire tensiunea termică adunându-se la tensiunea mecanică**, acelaşi raport d_m / s_b care generează tensiuni mecanice mari indică **necesitatea limitării la oprire a tensiunilor termice, şi deci a vitezei de răcire.** Pentru acest tambur este indicat un regim pornire-oprire asimetric: pornire rapidă, oprire lentă, proiectabil prin normele TRD.

• **Posibilităţi de elaborare a unei strategii coerente.** În baza concluziilor anterioare se propun:

1) includerea parametrilor necesari calculului epuizării duratei de viaţă între parametrii preluaţi din proces, în filialele RENEL dotate cu sisteme de supraveghere pe calculator;

2) uniformizarea supravegherii parametrilor necesari calculelor TRD prin suplimentarea măsurii şi înregistrarea datelor pe înregistrator;

3) arhivarea datelor referitoare la porniri-opriri, porniri de la cald, scăderi ale parametrilor, cu notarea în clar a datelor şi orelor evenimentelor şi consemnarea scalelor reale ale aparatelor;

4) elaborarea unei baze de date cu caracteristicile de material necesare calculelor de rezistenţă, inclusiv cele necesare aplicării normelor TRD, conţinând datele de standard şi cele reale;

5) dotarea filialelor RENEL cu programe de calcul, în vederea prelucrării datelor înregistrate.

BIBLIOGRAFIE

[1] Byron, J.D., Dooley, R.B. *Fossil plant life extension and assessment: the EPRI Program'*, Proceedings of the American Power Conference, Chicago, IL, April, 1986

[2] *TRD - Technische Regeln fuer Dampfkessel* (10.87) Beuth Verlag GmbH

[3] *British Standard: BS 5400, Part 10 - Code of Practice for Fatigue, Apendix B, Cycle Counting by* the Reservoir Method

[4] Maljean, M., Wolfs, M. *Etude des tensions dans le paroi des ballons de chaudieres et applications a l'etablissment de nouvelles prescriptions d'exploitation.* In: Revue Generale de Thermique, no.114, juin 1971

[5] Pich, R. *Waermespannungen in druckfuehrenden Bauteilen und deren messtechnische Ueberwachung.* In: VGB Kraftwerkstechnik 59, Heft 6 Juni 1979

[6] Hoeger, R. *Waermespannungen in zylindrischen Bauteilen und zulaessige Temperatur - Aenderungsgeschwindigkeiten*, Sonderdruck aus "Allgemeine Waermetechnik" Bd.12,Folge 1, 1964

[7] Leithner, R., Steege, F., Pich, R., Erlmann, K., Trung Nguyen, Chi. *Comparison of Different Procedures for Determining the Temperature Difference in Thick-walled Components for Fatigue Calculations.* In: VGB Kraftwerkstechnick 70 (1990), Number 6

[7] Pich, R. *Naeherungsgleichungen zur Abschaetzung der instationaeren Waerme-spannungen in kruemmungsbehinderten Platten, Hohlzylindern und Hohkugeln bei linear veraenderter Leittemperatur.* In: VGB Kraft-werkstechnik 63 Heft 10 oktober 1983

Referent: ing. Radu Opincaru - RENEL

(Primit la 12 septembrie 1995, acceptat la 25 septembrie 1995)

Din istoria mondială a energiei

La 20 aprilie a.c., sanctuarul memoriei colective a Franţei, PANTHEON-ul, a primit rămăşiţele pământeşti ale marilor oameni de ştiinţă Pierre şi Marie CURIE.

Evenimentul a fost onorat de prezenţa preşedintelui de atunci al Franţei, François Mitterand, şi cel a Poloniei, Lech Walessa.

Reamintim că Pierre Curie s-a născut la Paris la 15 mai 1859, iar Marya Sklodowska s-a născut la Varşovia la 7 noiembrie 1867. Iată câteva date, evenimente şi etape mai importante din viaţa lor:

- s-au căsătorit la 24 mai 1895;
- au descoperit elementul polonium în iulie 1898;
- au descoperit elementul radium în acelaşi an în decembrie;
- Marie Curie a primit titlul de doctor în ştiinţe în iunie 1903;
- în decembrie 1903 Pierre, Marie Curie şi Henri Becquerel primesc premiul Nobel pentru Fizică, pentru descoperirea radioactivităţii naturale;
- în octombrie 1904 Pierre Curie este numit profesor de fizică la Sorbona;
- în aprilie 1906, în urma unui accident stupid de circulaţie, Pierre Curie moare în plină vigoare şi activitate;
- Marie Curie devine prima femeie profesor universitar la Universitatea din Sorbona în 1906;
- Marie Curie primeşte premiul Nobel pentru determinarea greutăţii atomice a radiumu-lui;
- în 1934, la 4 iulie, Marie Curie trece în lumea umbrelor.

Fiica soţilor Curie, Iréne s-a căsătorit cu Fréderic Joliot şi împreună cu acesta continuă cercetările din domeniul energiei nucleare.

Drumul soţilor Curie nu a fost lin. Ei au avut de înfruntat multe dificultăţi administrative şi uneori chiar dificultăţi de ordin ştiinţific, datorită erorilor de apreciere ale partenerilor sau în unele cazuri datorită conservatorismului.

Savanţii Pierre şi Marie Curie au fost nişte luptători animaţi de setea de a cunoaşte şi de dorinţa de a crea şi au reuşit !

METODE DE PROGNOZARE A DURATEI DE VIAŢĂ A TUBULATURII CAZANELOR ENERGETICE

ing. LIANA TURCU *

Cunoaşterea stării tubulaturii cazanelor energetice şi a duratei de viaţă a acesteia este deosebit de importantă pentru centralele electrice în vederea programării înlocuirilor de ţevi, a livrării continue de energie electrică la consumatori, a reducerii costurilor prin prelungirea duratei de viaţă a componentelor cazanului cu mult peste durata de viaţă proiectată.

În lucrare sunt prezentate tehnicile de analiză şi prognoză a materialului tubulaturii economizoarelor, vaporizatoarelor şi supraîncălzitoarelor, pornind de la culegerea de date legate de exploatare, inspecţia cazanului şi alegerea locurilor pentru măsurători şi prelevare probe, execuţia măsurătorilor şi analize probe până la estimarea duratei de viaţă a tubulaturii.

Metodele de estimare a duratei de viaţă a tubulaturii, deşi au o serie de limite, prezintă avantajul stabilirii unor date concrete pentru timpul de înlocuire a tubulaturii, pa baza unor determinări efectuate într-un timp relativ scurt.

It is very important for power plants to know the condition of the boilers tubing as well as its life-time with the view to plan the pipe replacement, to continuously supply the electric energy to the consumers, to reduce the costs by the prolongation of the boilers parts life-time much over the designed life-time.

Therefore, the paper presents the analysis and forecast techniques for the material of the economizers, vaporizers, superheaters tubing, starting with the collection of data related to operation, continuing with the boilers examination and the selection of places for measurements and samplings up to the estimate of the tubing life-time.

Although the estimate methods of the turbing life-time have limites, they offer the advantage to determine the real data for the time necessary to replace the tubing according to the tests performed during a relatively short time.

Descriptori: durata de viaţă, prognoză, cazane energetice

Introducere

O analiză pertinentă a tubulaturii cazanelor energetice, în vederea cunoaşterii perioadei când aceasta trebuie înlocuită, pentru ca centralele electrice să poată face faţă costurilor necesare, dar şi siguranţei în alimentarea cu energie a consumatorilor, implică o abordare complexă a problemei, utilizându-se metode specifice de analiză şi programare a duratei de viaţă a cazanului.

Aceste metode constau, în principal, pe lângă cunoaşterea statistică a defectărilor produse în cazan, în:

a) analiza exploatării cazanului;

b) inspectarea cazanului şi selectarea locurilor pentru efectuarea măsurătorilor şi prelevări de probe;

c) analiza probelor în laborator;

d) prognozarea duratei de viaţă a tubulaturii.

Toate aceste metode contribuie la estimarea duratei de viaţă a tubulaturii cazanelor energetice în vederea îmbunătăţirii disponibilităţii/fiabilităţii acestora, a reducerii costurilor şi a prelungirii duratei de viaţă a cazanului şi a componentelor sale.

Lucrarea prezintă aspecte legate de analiza tubulaturii economizoarelor, vaporizatoarelor şi supraîncălzitoarelor, de evaluare şi prognozare a duratei lor de viaţă.

1. Analiza exploatării cazanului

În cadrul analizei exploatării cazanului, esenţial este istoricul înlocuirii unor ţevi individuale sau a unor pachete de ţevi, astfel încât pe baza acestuia se poate stabili rata pierderilor de material raportată la timpul de funcţionare.

* Institutul de Cercetări şi Modernizări Energetice - ICEMENERG, Bucureşti

Informaţiile despre deteriorările din trecutul exploatării ţevilor ajută la stabilirea zonelor actuale de eroziune, coroziune de înaltă şi joasă temperatură a metalului, supraîncălzire şi ardere. Aceste informaţii pot fi găsite numai dacă în centrale se înregistrează corespunzător defectările.

2. Inspectarea cazanului

Inspectarea tubulaturii cazanului trebuie să cuprindă observaţii vizuale, măsurători ale diametrelor exterioare, măsurări ale grosimii pereţilor ţevilor şi prelevarea de probe pentru analiză.

În funcţionare ţevile se pot umfla şi pierderea de material prin măsurători ale diametrului exterior al ţevii nu se va observa. De aceea, pentru a calcula rata pierderilor trebuie executate întotdeauna măsurători atât ale diametrelor exterioare, cât şi ale grosimii ţevilor, măsurători considerate complementare.

Selectarea corectă a locurilor de prelevare a probelor din ţevi se face în funcţie de analiza istoricului exploatării, existent în înregistrări, de discuţiile cu personalul de exploatare, precum şi de rezultatul inspectării vizuale a cazanului.

Prin acest procedeu se alege o cantitate mică de probe în scopul obţinerii a cât mai multe informaţii.

3. Analiza probelor în laborator

Probele odată aduse în laborator sunt măsurate şi fotografiate. Se urmăreşte aspectul suprafeţei exterioare şi interioare a probelor şi grosimea exfolierilor interioare. Aceasta, de obicei, este mai mare pe partea metalului expusă la o temperatură mai înaltă (fig.1).

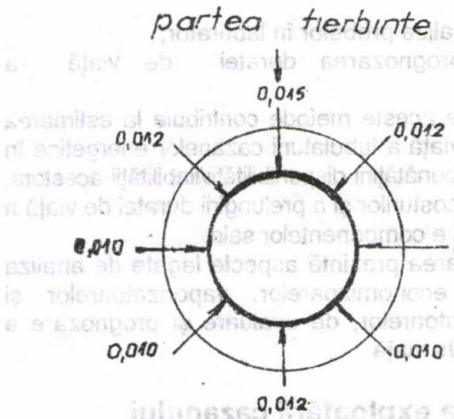


Fig.1. Distribuţia depunerii prin oxidare locală pe suprafaţa interioară a unei ţevi prelevate [mm].

Se mai realizează analize ale depunerilor, analize chimice pentru identificarea mărcii de oţel, analize metalografice pentru identificarea constituenţilor, a gradului de sferoidizare a structurii şi a prezenţei defectelor de compactitate de tipul porilor şi microfisurilor, încercări mecanice pentru a se urmări nivelul caracteristicilor mecanice de rezistenţă şi plasticitate.

Rezultatele obţinute în urma acestor investigaţii de laborator creează posibilitatea stabilirii stării materialului analizat comparativ cu materialul neutilizat, respectiv a gradului de uzură şi îmbătrânire a acestuia.

4. Prognozarea duratei de viaţă a tubulaturii

Important pentru tubulatura cazanelor energetice este, pe lângă stabilirea stării materialului metalic, şi stabilirea rezervei de durată de viaţă în continuare. Pentru aceasta se utilizează mai multe tehnici de prognozare a duratei de viaţă, diferenţiate pentru tubulatura care lucrează la temperaturi înalte (supraîncălzitoare) de cele utilizate pentru economizoare şi vaporizatoare. Pentru acestea din urmă, prognozarea duratei de viaţă este necesară deoarece orice modificare, în chimia apei de alimentare sau în exploatarea cazanului, poate reduce durata de viaţă a tubulaturii până la zero, atunci când viteza de corodare este accelerată. Practic, la aceste subansambluri se urmăreşte variaţia în timp a grosimii de perete a ţevilor atinse de apă, cu următoarele recomandări practice:

- la grosimi de perete variind între valoarea minimă şi 1/2 din grosimea de perete nominală, ţevile vor fi controlate anual;
- la grosimi de perete variind între 1/2 - 1/3 din grosimea nominală, ţevile vor fi înlocuite în 2 - 3 ani;
- la grosimi de perete mai mici de 1/3 din grosimea nominală, ţevile vor fi înlocuite imediat.

Subansamblurile cazanelor care lucrează la temperaturi înalte (peste 723 K) sunt solicitate la fluaj şi sunt dependente de factorul timp. Cu cât timpul de utilizare este mai mare, cu atât materialul suferă deteriorări mai mari, constând în globulizarea structurii, diminuarea caracteristicilor mecanice de rezistenţă şi duritate, apariţia de defecte de material ca pori şi microfisuri de fluaj, defecte care în final pot produce avarierea materialului.

Pentru a prognoza durata de viaţă până la rupere a tubulaturii supraîncălzitoarelor, trebuie analizate cauzele ce contribuie la ruperea materialului, şi anume: temperatura - solicitarea - timpul şi cuantificarea fiecăruia în parte.

Temperatura metalului se determină într-un număr de locuri critice pe lungimea subansamblului, fie analitic cu ajutorul unui model pe calculator, fie prin măsurători directe pe termen lung cu termocuple. Grosimea depunerii de oxid pe

interiorul ţevilor prelevate din cazan, ajută şi ea la estimarea temperaturii metalului tubulaturii.

Solicitarea ce apare în tubulatură se calculează cu relaţia:

$$R = \frac{P_a (D_e - S)}{200 \, x \, S}, \text{ [MPa]} \qquad (1)$$

în care:

P_a - presiunea aburului [MPa];

D_e - diametrul exterior al ţevii [mm];

S - grosimea peretelui ţevii [mm].

Presiunile actuale ale aburului se culeg din datele de exploatare, aplicându-se toleranţe în plus sau minus, dacă sarcina nu este la bază, sau se intenţionează trecerea la alt mod de exploatare.

Caracteristicile fizice ale tubulaturii: diametrul şi grosimea peretelui se măsoară în locuri critice pe lăţimea cazanului. Măsurarea diametrului ţevilor se foloseşte pentru a stabili rata pierderilor, consecinţă a corodării sau eroziunii şi care se acumulează de-a lungul timpului.

Cu aceste date se fac estimări ale duratei de viaţă a tubulaturii, folosind tehnica analitică pe calculator [1]. Prognozarea duratei de viaţă până la rupere se face prin determinarea fracţiunii de viaţă consumată cu ajutorul metodei parametrice Larson-Miller, a cărei ecuaţie este:

$$P_{L-M} = T(\log \tau + C), \qquad (2)$$

în care:

P_{L-M} este parametrul Larson-Miller;

τ - timpul, [h] ;

T - temperatura, [K] ;

C - constanta Larson-Miller

şi a rezistenţei de durată minimă sau medie pentru materialul folosit.

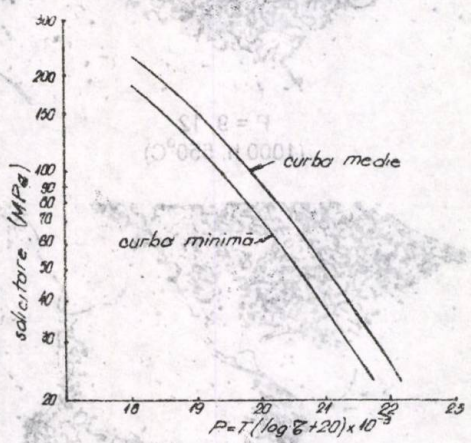


Fig.2. Variaţia parametrului Larson-Miller cu solicitarea la "rupere" a materialului 10 Cr Mo 9.10.

Perioadele de timp şi fracţiunile duratei de viaţă se însumează până când fracţia duratei de viaţă egalează perioada de utilizare a tubulaturii.

Tabelul 1

Durata restantă de viaţă la supraîncălzitor influenţată de fluaj şi coroziune

Material : oţel 10 Cr Mo 9.10 Diametrul ţevii: 32 mm Grosimea peretelui: 5 mm						
Presiunea [MPa] : 13,9 Temperatura metalui [K] : 773 Durata de funcţionare [h] : 89000 Rata coroziunii : 0,10 mm în 10000 ore						
Timp de serviciu [h]	Grosimea peretelui [mm]	R_1 [MPa]	R_2 [MPa]	R_{med} [MPa]	Parametrul Larson-Miller, P (C=20)	Fracţiune utilizată
0	5		40,78			
100000	4	40,78	52,8	46,83	21160	0,004
200000	3	52,87	73,02	62,94	20660	0,08
300000	2	73,02	113,3	92,16	19890	0,95
325000	1,75	113,3	130,57	121,93	19500	1,92

Metoda de prognozare a duratei de viaţă prezentată are o serie de limite legate, în principal, de:

- determinarea corectă a temperaturii metalului tubulaturii;
- calculul ratei pierderilor pe grosimea ţevilor;
- utilizarea rezistenţei de durată a materialului la valori minime sau medii şi nu la cele reale ale materialului şi care pot duce la erori în prognozarea duratei de viaţă a tubulaturii cazanelor.

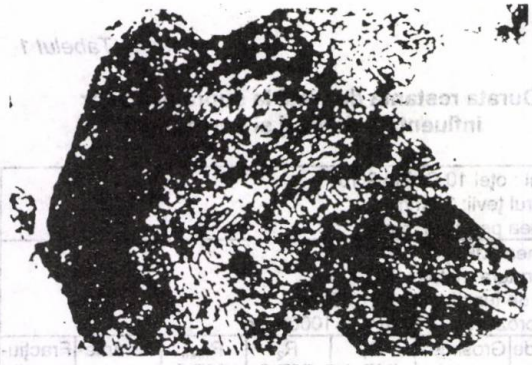
O altă metodă de prognozare a duratei de viaţă a fost propusă de Toft şi Marsden [2]. Ea ţine seama de dependenţa care există între gradul de sferoidizare a structurii materialului, duritatea acestuia şi parametrul de fluaj Sherby-Dorn.

Globulizarea în timpul funcţionării a structurilor perlitice şi bainitice a oţelurilor medii şi salb aliate reprezintă un fenomen obişnuit la ţevile supraîncălzitoarelor. Globulizarea este însoţită, de obicei, de o micşorare a rezistenţei la rupere la fluaj. Ca urmare, apare necesitatea unei evaluări rapide a rezistenţei ţevilor de cazane, printr-o examinare structurală.

Pentru a analiza seria de microfotografii care să descrie diversele faze de globulizare ale structurii, autorii au efectuat încercări în laborator, pe diferite oţeluri, constând în aplicarea unui tratament termic iniţial de normalizare la 1193 K timp de 30 minute şi apoi un tratament de recoacere cu menţinere diferită timp de 1,5,10,50, 100,1000,2000,5000 sau 8000 ore, la temperaturi variind între ele cu 298 K, cuprinse între 823-923 K.

În figura 3 sunt reprezentate structurile reprezentative realizate pentru marca de oţel 13CrMo44, notate cu litere de la A la F, iar în tabelul 2 sunt descrise aceste structuri.

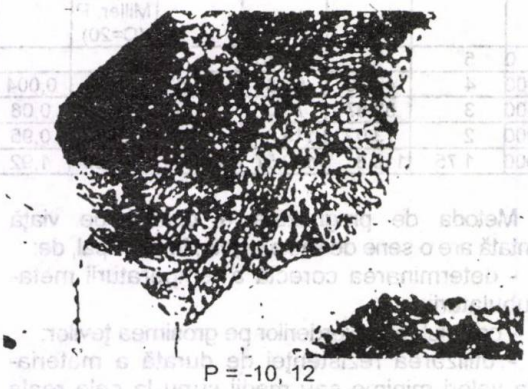
Corelarea datelor obţinute cu cele despre fluaj sau distrugere s-a făcut utilizându-se metoda



STADIUL A

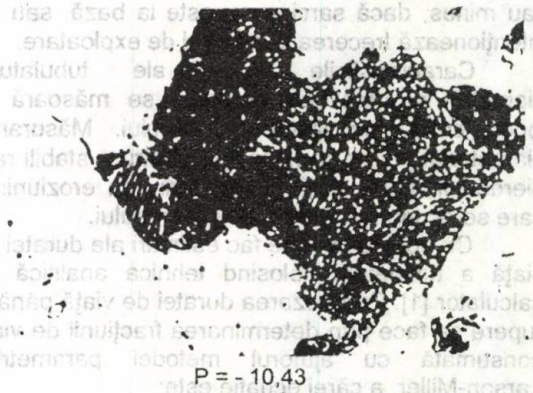
structură inițială

x 500 structură inițială

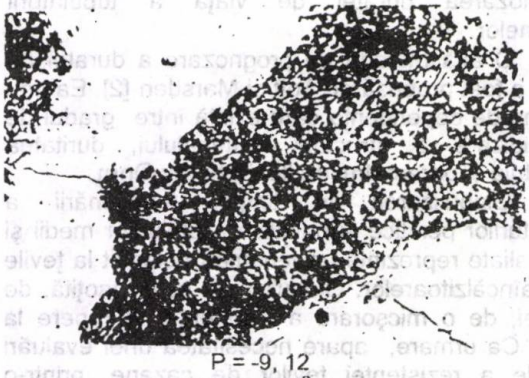


STADIUL B

P = -10, 12
(100 h. 575°C)

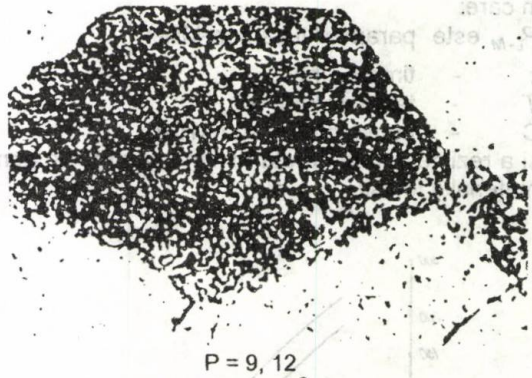


P = - 10,43
(5 h. 650°C)

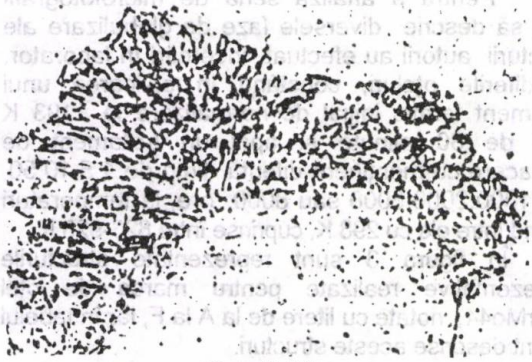


STADIUL C

P = -9, 12
(500 h. 575°C)

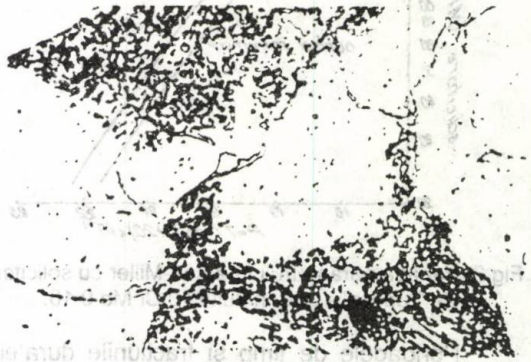


P = 9, 12
(1000 h. 550°C)



STADIUL D

P = - 8, 81
(1000 h. 600°C)



P = - 8,13
(1000 h. 650°C)

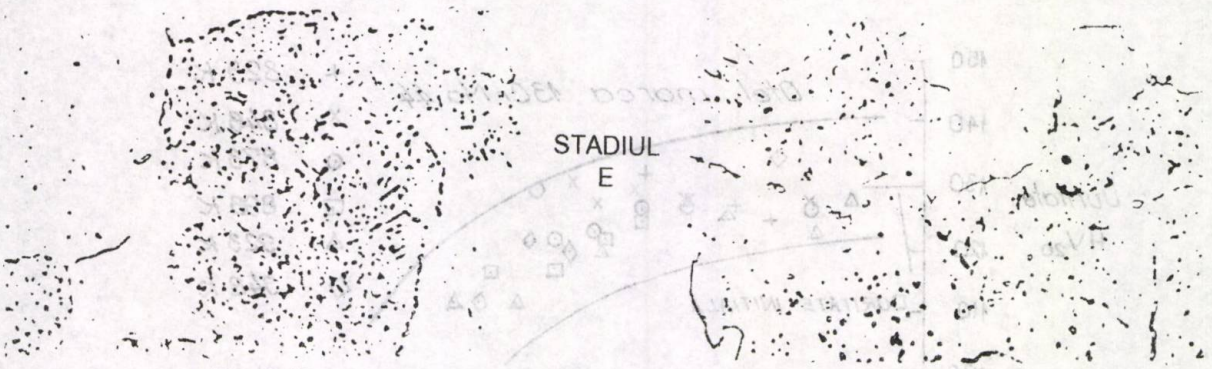


Fig.3

Tabelul 2

Tip structură	Grad de globulizare
A	Tipică pentru structura unei ţevi noi, din ferită şi o perlită foarte fină.
B	Prima etapă de globulizare a carburii (carbonului) care coincide de obicei cu apariţia unor particule mici de carbură la limita grăunţilor
C	Fază intermediară de globulizare, prezentând semne mai clare de carbură globulizată în zonele perlitice; există plăci de carbură vizibile încă. Precipitare crescută a carburii în granulele de ferită şi la limita grăunţilor
D	Globulizarea carburilor este practic completă, dar sunt încă grupate în structura perlitică originală
E	Globulizarea este completă, iar carburile sunt dispersate, lăsând doar o mică urmă în zonele perlitice iniţiale
F	Există o creştere marcantă în dimensiunea unora din particulele de carbură datorată, în parte, coalescenţei (aglomerării)

parametrică Sherby-Dorn, a cărei ecuaţie este:

$$P_{S-D} = \log\tau - \frac{C}{T}, \qquad (3)$$

în care:

P_{S-D} este parametrul Sherby-Dorn;

τ - timpul, [h] ;

T - temperatura, [K] ;

C - constanta Sherby-Dorn.

Determinarea constantei C se face grafic, ea fiind panta liniei drepte de variaţie a timpului necesar pentru a atinge o duritate specifică funcţiei de 1/T. În figura 4 este reprezentată această constantă pentru marca de oţel 13CrMo44.

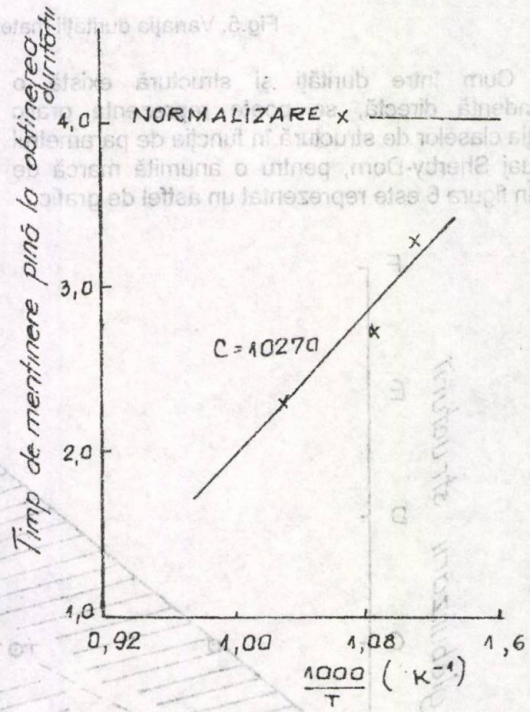


Fig.4. Determinarea constantei de fluaj Scherby-Dorn.

Variaţia durităţilor obţinute pentru marca de oţel 13CrMo44 supus la diferite tratamente termice de recoacere în funcţie de valorile corespunzătoare ale parametrului Sherby-Dorn este redată în figura 5.

Se observă că există o relaţie între parametrul Sherby-Dorn şi duritate, tendinţa generală fiind aceea de diminuare a durităţii şi prin urmare a rezistenţei la rupere odată cu creşterea parametrului.

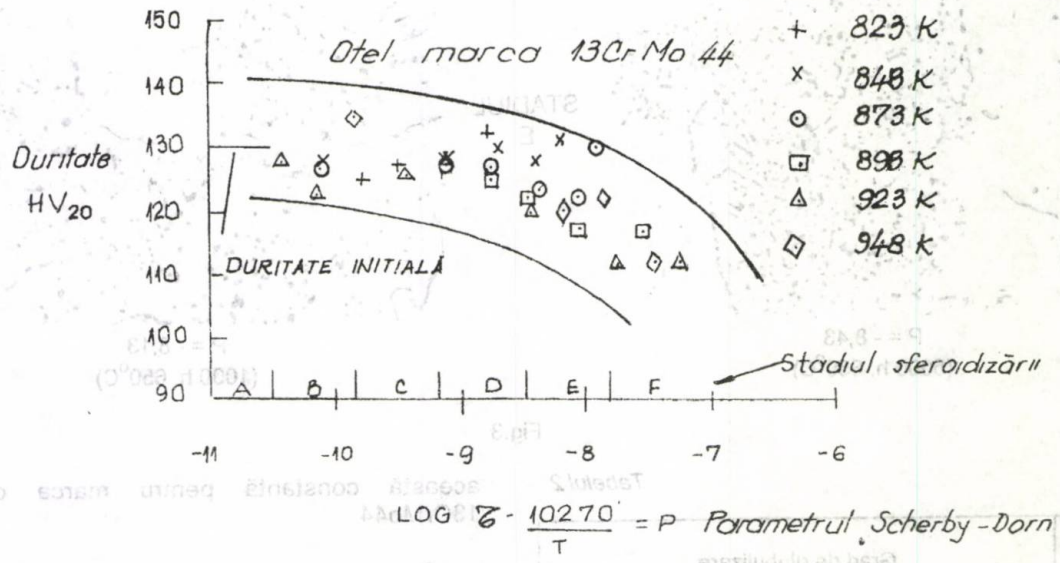


Fig.5. Variaţia durităţii materialului cu parametrul Sherby-Dorn.

Cum între durităţi şi structură există o dependenţă directă, se poate reprezenta grafic variaţia claselor de structură în funcţie de parametrul de fluaj Sherby-Dorn, pentru o anumită marcă de oţel. În figura 6 este reprezentat un astfel de grafic.

Această metodă de prognozare a duratei de viaţă a tubulaturii cazanelor în funcţie de structura materialului prezintă un grad mare de incertitudine, care provine, în principal, din existenţa unor structuri iniţiale ale ţevilor din cazan, diferite de

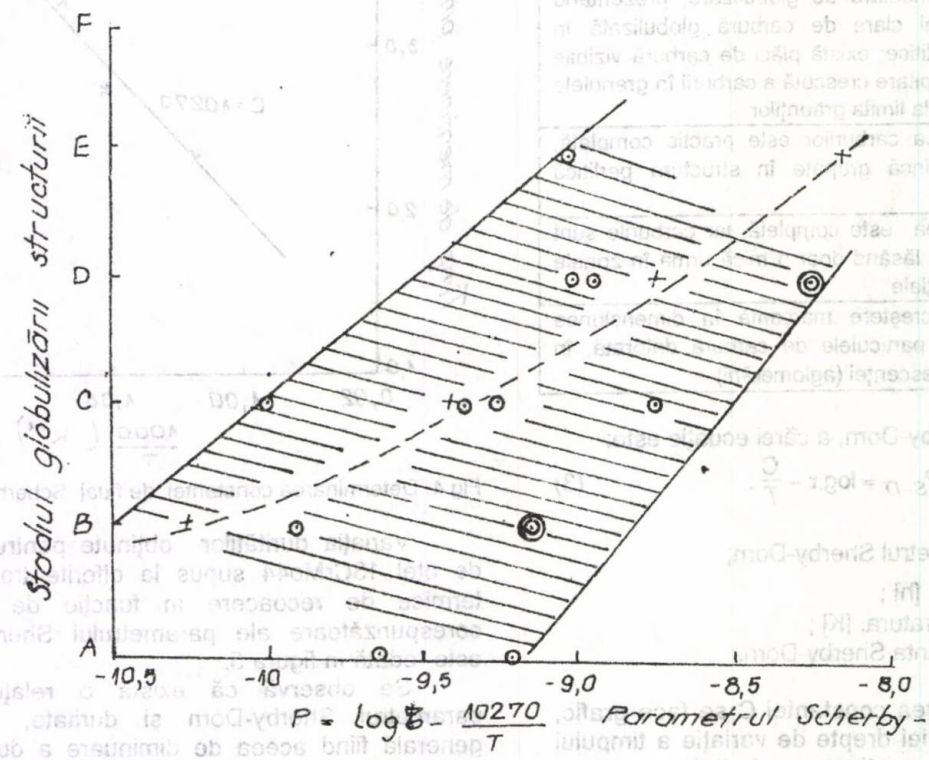


Fig.6. Stadiul de globulizare al structurii în funcţie de parametrul Sherby-Dorn.

cele pe care s-au realizat experimentările.

Totuşi, microstructura probelor din ţeavă poate ajuta la estimarea temperaturii de funcţionare a acesteia şi poate furniza informaţii calitative asupra rezistenţei de durată la rupere.

Concluzii

Cunoaşterea stării tubulaturii cazanelor energetice şi a duratei de viaţă a acesteia este deosebit de importantă pentru centralele electrice în vederea programării înlocuirilor de ţevi, a livrării continue de energie electrică la consumatori, a reducerii costurilor prin prelungirea duratei de viaţă a componentelor cazanului cu mult peste durata de viaţă proiectată.

Pentru aceasta se folosesc tehnici de analiză şi prognoză a materialului tubulaturii, fiecare din acestea contribuind la aprecierea duratei de viaţă a componentelor cazanelor.

Important într-o astfel de analiză este să se realizeze toate etapele enumerate în lucrare, de la culegerea de date, la inspecţie, măsurători şi analize probe, până la estimarea duratei de viaţă a tubulaturii.

Un aspect important legat de determinarea duratei restante de viaţă îl constituie determinarea corectă a condiţiilor de funcţionare reale ale tubulaturii cazanului.

Din acest punct de vedere ar fi importantă punerea la punct a unei metodologii şi aparaturi de supraveghere a datelor de exploatare.

Deşi metodele de estimare a duratei de viaţă a tubulaturii au o serie de limite, ele prezintă avantajul stabilirii unor date concrete pentru timpul de înlocuire a tubulaturii, pe baza unor determinări efectuate într-un timp relativ scurt.

Coroborarea metodelor prezentate cu rezultatele urmăririi în timp a modului de funcţionare poate duce la luarea unor decizii pentru îmbunătăţirea funcţionării cazanelor energetice.

BIBLIOGRAFIE

[1] Carruthers, R. B. and Day, R.V. *The spheroidisation of some ferritic superheater.* Job no.603/00/49.

[2] Toft, L.H. and Marsden, R.A. *Structural Processes in Creep,* T.ST. Special Report No.70, 1961

[3] Jonson, R.F., May, M.J. and Michleraith, J. *High Temperature Properties of Steels.* I.S.I. Special Report no.97, 1966.

[4] Schumann, H. *Metalurgie fizică,* 1962

[5] Constantinescu, A., Roterstein, B. Laşcu, S. *Fluajul metalelor,* 1970

Referent: ing. Marcel Constantin - ICEMENERG

(Primit la 22 iunie 1993, acceptat la 14 aprilie 1994)

Informaţii

În numărul 5, seria B, din anul 1995 au apărut următoarele materiale:

EUGEN BÂRLĂDEANU, ALEXANDRU POEATĂ : Contribuţii la modelarea matematică a unor procese manageriale din domeniul reţelelor electrice

GHEORGHE HAZI: Calculul importanţei elementelor de reţea în vederea optimizării structurii reţelelor electrice

GHEORGHE GEORGESCU, ALEXANDRU POEATĂ, MIHAI GAVRILAŞ: Calculul pierderilor de energie în reţelele de distribuţie folosind descompunerea graficelor de sarcină în serii Fourier

MIRCEA EREMIA, ION TRIŞTIU, RADU CONSTANTIN, CONSTANTIN BULAC: Metodă euristică de reconfigurare a reţelelor de distribuţie pentru reducerea pierderilor de putere şi energie

ION IORDĂNESCU: Adaptarea măsurilor de compensare a factorului de putere la condiţiile create de existenţa regimului deformant

LAZARE PETCANTCHINE: Processus lors de la variation du dephasage entre le courant et la tension dans des circuits electriques R.L.

FLORIN CIOBANU, HERMINA ALBERT, GEORGE LAVROV, DAN PREOŢESCU : Creşterea rentabilităţii activităţii de furnizare a energiei electrice pentru marii consumatori - o condiţie de succes în cadrul viitoarei concurenţe din sectorul energetic

IOAN VIZITEU, CORNELIA IVAŞCU: Mentenanţa preventivă şi creşterea eficienţei instalaţiilor de protecţie prin relee

MANIFESTĂRI TEHNICO-ŞTIINŢIFICE

TERMINOLOGIE

NICOLAE ST. MIHĂILESCU, PAUL CARTIANU: Lexiconul tehnic român

INFORMAŢII

DUMITRU MANEA: Conferinţa UNIPEDE - IEA "New Electricity 21", Paris, Franţa, 22 - 24.05.1995

INFLUENŢA VARIAŢIEI PUTERII CALORIFICE A COMBUSTIBILULUI DE PROIECT ASUPRA TEMPERATURII GAZELOR DE ARDERE LA IEŞIREA DIN FOCAR

Prof. dr. ing. CONSTANTIN NEAGA; conf. dr. ing. LUCIAN MIHĂESCU; ş.l. dr. ing. TUDOR PRISECARU; as. ing. IONEL PÎŞĂ *

În lucrare se analizează dependenţa temperaturii gazelor de ardere la ieşirea din focar de puterea calorifică a combustibilului de proiect.

Modelul matematic constă din cinci ecuaţii cu cinci necunoscute: bilanţ termic al PAR; ecuaţia de dimensionare a PAR: bilanţ termic în condiţii reale ale focarului, bilanţ termic global al generatorului şi ecuaţia de determinare a temperaturii teoretice de ardere în focar. Necunoscutele sunt: temperatura gazelor la intrarea în PAR; temperatura aerului la ieşirea din PAR; debitul de combustibil, temperatura gazelor la ieşirea din focar şi temperatura teoretică de ardere. Aceste necunoscute se exprimă în funcţie de puterea calorifică admiţând parametri variabili, temperatura gazelor evacuate şi căldura utilă schimbată în generator.

Această funcţie serveşte în continuare la verificarea comportamentului întregului circuit termic al generatorului. Procesul decurge iterativ, până când temperatura gazelor care ies din economizor este egală cu temperatura gazelor care intră în PAR.

Exemplele numerice date şi graficele uşurează înţelegerea lucrării.

Lucrarea este utilă atât specialiştilor din proiectare, cât mai ales celor din exploatarea generatoarelor de abur, la funcţionarea acestora cu combustibil solid.

The dependence of flue gas temperature at the exit of the furnace upon the coal heat power is here presented in this paper.

The mathematical model consists of five equations concerning five principal variables: the thermal balance of the Rotary Air Preheater (RAP); the heat transfer equation inside the RAP; the furnace's thermal balance modulated in real operating conditions; the global thermal balance for the steam boiler and the equation governing the theoretical burning temperature inside the furnace. The principal variables are: flue gas temperature at the RAP entrance; air temperature at the RAP exit; fuel flow rate; flue gas temperature at the exit of furnace; theoretical burning temperature inside the furnace. All these variables are in function of the heat power, admitting the flue gas temperature at the exit of the boiler and the usable heat developed as perameters, at the same time.

Further on this function is used to verify the whole thermal circuit of the boiler. The iterative process is operated up to the moment when the flue gas temperature at the exit of economizer is equal with the flue gas temperature at the entrance of the RAP.

Numerical and graphical exemples make this work more easier to approach.

This paper is usable both for the designer specialists and for the boiler operators also.

Descriptori: combustibili, putere calorifică, cazane energetice

1. Un generator de abur energetic sau industrial se proiectează pentru un anumit combustibil dat, combustibilul de proiect. În cazul în care combustibilul de proiect este solid (dar nu numai), acesta este exprimat executantului de către beneficiar prin analiza elementară cu referire la masa iniţială şi prin puterea calorifică. Aceste date permit proiectantului să calculeze volumele de aer, de gaze de ardere, regimul de temperaturi, randamentul, consumul de combustibil etc.

* Universitatea "Politehnica", Bucureşti

În exploatarea generatorului, însă, o serie de motive duc la variaţia caracteristicilor combustibilului curent faţă de combustibilul de proiect; în această situaţie regimurile termic, aerogazodinamic, funcţional ale generatorului se modifică.

După cum se cunoaşte, din analiza elementară a cărbunelui componentele umiditate şi cenuşa sunt substanţele cu cea mai largă plajă de variaţie a valorilor, mai ales când exploatarea cărbunelui se face "la lumina zilei". În cazul extragerii cărbunelui din mină, componentele analizei elementare se caracterizează printr-o relativă constanţă în timp.

Domeniul larg de variaţie a valorilor cenuşii şi umidităţii lignitului, în cazul extragerii din cariere, se explică prin imposibilitatea evitării antrenării sterilului la extracţie şi prin variaţia umidităţii de îmbibaţie, aceasta depinzând mult de condiţiile meteorologice.

O altă cauză a variaţiei puterii calorifice a cărbunelui introdus în focarul generatorului este asigurarea depozitului centralei prin alimentarea acestuia cu cărbune din diverse surse, măsură impusă ulterior construcţiei generatorului. Sistemele de omogenizare a cărbunelui provenit din diverse surse pot fi ineficiente, fie pentru că la proiectarea lor nu a fost prevăzută situaţia reală de utilizare ulterioară, fie pentru că debitele manevrate sunt excesiv de mari etc.

De asemenea, schimbarea sursei primare de căldură a unui generator poate fi o problemă de politică energetică a ţării, impusă fie de considerente interne, fie de relaţiile economice cu alte state. Astfel, există cazuri de trecere a unor generatoare de la funcţionarea cu gaze naturale la funcţionarea cu păcură (sau invers), de la funcţionarea cu cărbune la funcţionarea cu păcură (sau invers), de la funcţionarea cu lignit la funcţionarea cu huilă etc.

Schimbarea calităţii combustibilului de proiect duce la modificarea regimurilor termice şi hidraulice ale generatorului. Evidenţierea gradului de adaptabilitate a generatorului la noile condiţii, sau găsirea "răspunsului" generatorului la schimbarea calităţii sursei primare, se face printr-un calcul termic de verificare, operaţie mult mai dificilă decât calculul termic de proiectare.

Privit prin prisma circuitelor, generatorul de abur este o succesiune de verigi elementare (cu grade diferite de complexitate), care în ansamblu, în condiţii de proiect "răspund" integral sarcinii generale, adică producerea aburului la parametrii nominali. La schimbarea calităţii cărbunelui (puterea calorifică), în urma calculului termic de verificare, întocmit pe baza unor ipoteze, care apoi trebuie verificate, se constată că unele verigi răspund bine noilor condiţii, altele nu; evident, soluţia finală este aceea care duce la situaţia în care toate subansamblurile generatorului răspund corespunzător. Aceasta, însă, impune chiar modificări constructive, ce constau în mărirea unor suprafeţe, sau micşorarea altora, operaţii care se fac în spaţii geometrice date.

Calculul termic de verificare a generatorului începe cu determinarea, şi deci cunoaşterea, temperaturii gazelor de ardere la ieşirea din focar.

De aceea, lucrarea de faţă îşi propune să evidenţieze analitic influenţa variaţiei puterii calorifice a cărbunelui de proiect asupra temperaturii gazelor care părăsesc focarul şi care apoi îşi continuă traseul prin canalele de gaze de ardere ale generatorului.

2. Temperatura gazelor de ardere la ieşirea din focar se deduce din ecuaţia de bilanţ termic al acestuia: căldura cedată de corpurile radiante din focar (în special gazele de ardere încărcate cu particule de cenuşă) este egală cu căldura primită de agentul de lucru care circulă prin ţevile de ecran. Totodată, această ecuaţie arată şi dependenţa temperaturii gazelor care părăsesc focarul de o serie de mărimi variabile, printre care şi puterea calorifică a cărbunelui, admisă în analiza care urmează variabila independentă. Pentru a ajunge însă la această expresie trebuie găsite temperaturile diverselor fluxuri de substanţe care pătrund în focar.

Se admite modelul fizic al unui generator de abur care funcţionează cu lignit (fig.1).

În jurul preîncălzitorului de aer rotativ PAR se scrie relaţia de bilanţ termic (suprafaţa de referinţă S_1 ; temperatura de referinţă t_{ref} = 0°C; presiunea de referinţă p_{ref} = 0,1013 MPa)

$$\varphi\left[I_{gc}\left(\lambda_g,t_g\right)+nI_{gg}\left(\lambda_g,t_g\right)-I_{gc}\left(\lambda_{ev},t_{ev}\right)-\right.$$

$$\left.-nI_{gg}\left(\lambda_{ev},t_{ev}\right)\right]=\lambda''_p\left[I^{o}_{aumc}(t''_p)+nI^{o}_{aumg}(t''_p\right]-\quad (1)$$

$$-\lambda'_p\left[I^{o}_{aumc}(t'_p)+nI^{o}_{aumg}(t'_p)\right],\quad kJ/kg,$$

unde:

φ este coeficientul de conservare a căldurii;

$I_{gc}(\lambda_g,t_g)$; $I_{gc}(\lambda_{ev},t_{ev})$ - entalpia gazelor de ardere rezultate din arderea cărbunelui, la intrarea, respectiv ieşirea din PAR, kJ/kg;

λ_g ; λ_{ev} - coeficientul de exces de aer al gazelor de ardere la intrarea, respectiv ieşirea din PAR;

t_g, t_{ev} - temperatura gazelor de ardere la intrarea, respectiv ieşirea din PAR, °C;

$I_{gg}(\lambda_g, t_g)$; - entalpia gazelor rezultate din arderea

$I_{gg}(\lambda_{ev}, t_{ev})$ gazului natural, la intrarea, respectiv ieşirea din PAR, kJ/m^3 ; se ţine seama astfel de folosirea gazului natural în calitate de combustibil de stabilizare a procesului de ardere;

$I^o_{aumc}(t'_p)$ - entalpia aerului umed teoretic necesar

$I^o_{aumc}(t''_p)$ arderii unui kilogram cărbune, la intrarea, respectiv ieşirea din PAR, °C;

$I^o_{aumg}(t''_p)$ - entalpia aerului umed teoretic necesar arderii unui metru cub normal de gaz natural la intrarea, resepectiv ieşirea din PAR, kJ/m^3;

n - participarea volumică a gazului natural, m^3/kg.

$$\varphi = 1 - \frac{q_{ex}}{\eta + q_{ex}}, \qquad (2)$$

unde: q_{ex} este pierderea procentuală curentă de căldură în mediul înconjurător, %;

η - randamentul brut curent al generatorului, %;

$$n = \frac{B_g}{B} = \frac{q_g Q_i^j}{(1-q_g)Q_i^{um}}, \text{m}^3/\text{kg}, \qquad (3)$$

unde:

B_g este debitul de gaz natural, m^3/s;

B - debitul de cărbune, kg/s;

Q_i^j - puterea calorifică inferioară cu referire la masa iniţială a cărbunelui, kJ/kg; - variabilă independentă;

Q_i^{um} - puterea calorifică inferioară a combustibilului gazos umed, kJ/m^3 - participaţia calorică a gazului natural, impusă din considerente de asigurare a stabilităţii arderii lignitului în focar;

$$q_g = \frac{nQ_i^{um}}{Q_i^j + nQ_i^{um}} \qquad (4)$$

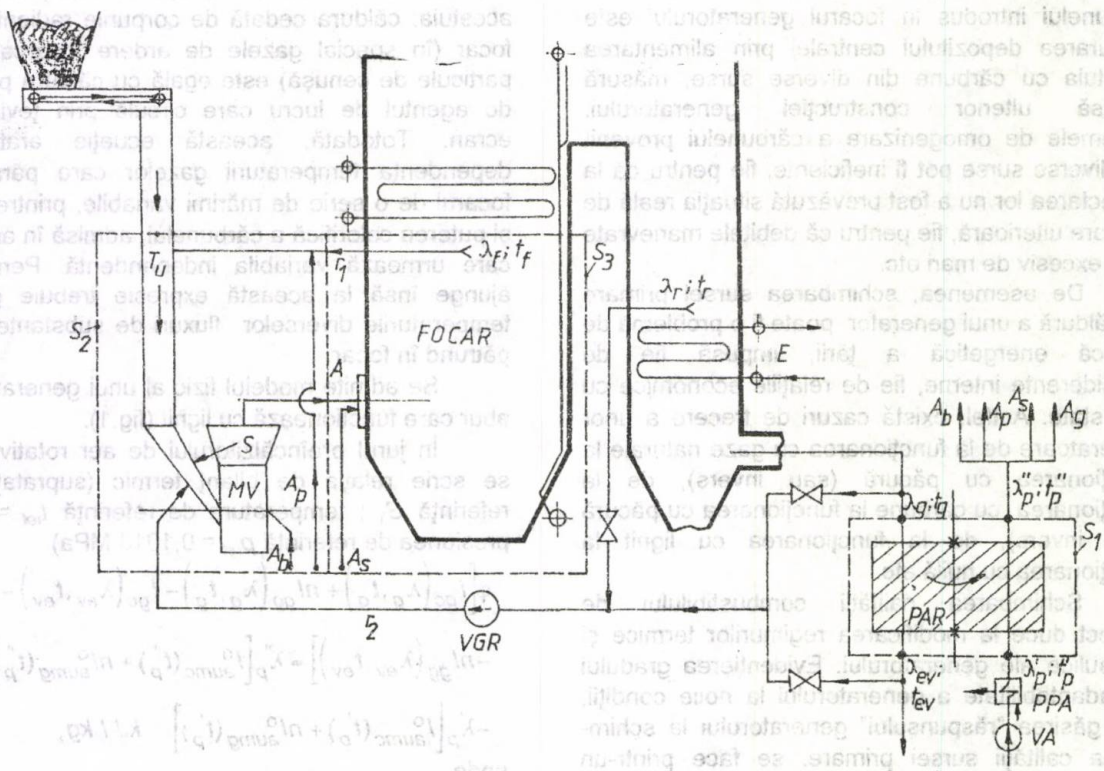


Fig.1. Schema unui generator de abur cu prezentarea suprafeţelor de referinţă: VA - ventilator de aer; PPA - preîncălzitor prealabil de aer; PAR - preîncălzitor de aer rotativ; VGR - ventilator de gaze recirculate; B_c - buncăr de cărbune concasat; T_u - turn de preuscare; MV - moară ventilator; S - separatorul morii; E - economizor; A_b, A_p, A_s, A_g - aer de baraj, primar, pentru arderea gazului natural; A - arzător.

* toate volumele se exprimă în condiţii normale, 0°C şi 0,1013 MPa.

A doua dependenţă între mărimile de intrare şi ieşire în/din PAR o reprezintă expresia suprafeţei

de schimb de căldură a acestuia a cărei valoare este cunoscută din calculul termic de proiectare a generatorului:

$$F_{pa} = \frac{Q_{pa}}{k\Delta t_{mln}}, \text{m}^2, \quad (5)$$

unde:

Q_{pa} este căldura curentă schimbată în PAR, kW;

k - coeficientul global curent de schimb de căldură între gaze şi aer în PAR, kW/ (m^2.K); $k = k(t_g, t''_p, t_{ev}, t'_p)$, unde t_{ev} şi t'_p se admit parametri variabili;

Δt_{mln} - diferenţa medie logaritmică curentă a temperaturilor celor doi agenţi termici:

$$\Delta t_{mln} = \frac{(t_g - t''_p) - (t_{ev} - t'_p)}{\ln \frac{t_g - t''_p}{t_{ev} - t'_p}} = \Delta t_{mln}(t_g, t''_p, t_{ev}, t'_p), \text{K}. \quad (6)$$

$$Q_{pa} = B\left[\lambda''_p I^o_{aumc}(t''_p) + \lambda''_p n I^o_{aumg}(t''_p) - \lambda'_p I^o_{aumc}(t'_p) - \right.$$

$$\left. - \lambda'_p n I^o_{aumg}(t'_p) + \Delta\lambda_{pa} I^o_{aumc}(\bar{t}_p) + \Delta\lambda_{pa} n I^o_{aumg}(\bar{t}_p)\right], \text{kW} \quad (7)$$

unde:

$\Delta\lambda_{pa}$ este scăparea de aer fals din curentul de aer în curentul de gaze;

$\bar{t}_p$ - temperatura medie a aerului de ardere,

$$\bar{t}_p = 0{,}5(t'_p + t''_p), ^\circ\text{C}.$$

A treia ecuaţie reprezintă bilanţul termic curent (la un moment dat) al generatorului

$$Q^i_i + i_{cc} + n(Q^{um}_i + i_{cg}) + (1 - 0{,}01\, q_m)\lambda'_p\left[I^o_{aumc}(t'_p) - \right.$$

$$\left. - I^o_{aumc}(t_o)\right] + (1 - 0{,}01\, q_m)\lambda_{ev} I^o_{aumc}(t_o) + n\lambda'_p \times$$

$$\times\left[I^o_{aumg}(t'_p) - I^o_{aumg}(t_o)\right] + n\lambda_{ev} I^o_{aumg}(t_o) = Q_u / B +$$

$$+ (1 - 0{,}01\, q_m) I_{gc}(\lambda_{ev}, t_{ev}) + n I_{gg}(\lambda_{ev}, t_{ev}) +$$

$$+ Q_{ch} + Q_m + Q_{ex} + Q_{rf}, \text{ kJ/ kg}, \quad (8)$$

unde:

i_{cc}, i_{cg} reprezintă entalpia specifică a cărbunelui, respectiv a gazelor naturale la intrarea în generator, kJ/kg, kJ/m^3;

$i_{cc} = c_c t_c$; $i_{cg} = c_g t_c$, unde:

t_c este temperatura combustibilului la intrare în generator, °C;

c_c - căldura specifică a cărbunelui, kJ/(kg.K);

c_g - căldura specifică a combustibilului gazos, kJ/(m^3.K); se determină pe baza compoziţiei acestuia;

Q_u - căldura utilă curentă preluată de agentul de lucru, kW;

Q_{ch}, Q_m, Q_{ex}, Q_{rf} - pierderea de căldură prin ardere chimic incompletă, respectiv, prin ardere mecanic incompletă, în exterior şi cu reziduurile din focar, kJ/kg.

Sistemul de ecuaţii (1), (5) şi (8) are trei necunoscute t_g , t''_p şi B; deci sistemul este compatibil. Pentru rezolvarea lui se impun însă alegerea valorilor parametrilor variabili t_{ev} , t'_p şi Q_u.

Din considerente de evitare a coroziunii acide a preîncălzitorului de aer (în cazul în care combustibilul conţine sulf) se impun valorile t_{ev} şi t'_p , care apoi trebuie să se verifice. De asemenea, se impune valoarea Q_u , care de regulă nu poate fi mai mare decât debitul caloric util nominal preluat de agentul de lucru; în final şi această valoare trebuie să se verifice, în caz contrar calculul se reia.

Temperatura teoretică de ardere în focar în regim stabilizat nenominal se deduce din ecuaţia de bilanţ termic al acestuia în ipoteza absenţei suprafeţelor de schimb de căldură utilă (suprafaţa de referinţă este suma $S_2 + S_3$, fig.1)

$$Q^i_i + i_{cc} + n(Q^{um}_i + i_{cg}) + (1 - 0{,}01\, q_m)\lambda''_p I^o_{aumc}(t''_p) +$$

$$+ \lambda''_p n I^o_{aumg}(t''_p) + (1 - 0{,}01\, q_m) r_2 I_{gc}(\lambda_r, t_r) +$$

$$+ r_2 n I_{gg}(\lambda_r, t_r) + (\lambda_f - \lambda''_p)\left[I^o_{aumc}(t_o) + n I^o_{aumg}(t_o)\right] =$$

$$= (1 - 0{,}01\, q_m) I_{gc}(\lambda_f, t_t) + n I_{gg}(\lambda_f, t_t) +$$

$$(1 - 0{,}01\, q_m) r_2 I_{gc}(\lambda_r, t_t) + r_2 n I_{gg}(\lambda_r, t_t) +$$

$$+ Q_{ch} + Q_m + Q_{rf}, \text{kJ/ kg}, \quad (9)$$

unde r_2 este gradul de recirculare a gazelor de ardere din zone finale ale generatorului; gazele din punctul de recirculare se caracterizează prin coeficientul de exces de aer λ_r şi temperatura t_r.

În cazul arderii lignitului $r_1 > 0$ (recircularea de la sfârşitul focarului, care asigură debitul de căldură necesar uscării) şi $r_2 = 0$. Recircularea din zonele finale ale generatorului se impune la înlocuirea lignitului cu huilă şi rezultă din necesitatea asigurării debitului de ventilare a morii, adică a debitului necesar antrenării prafului din moară; valoarea r_2 rezultă din analiza comportării sistemului de pregătire şi ardere a prafului.

Ecuaţia (9), după cum se ştie nu depinde de B ; ea conţine o singură necunoscută şi anume

temperatura teoretică de ardere t_t , dependentă, evident, de puterea calorifică Q_i^j a cărbunelui.

Din ecuaţia de bilanţ termic al focarului în condiţii reale de funcţionare (pereţii ecranaţi) rezultă temperatura gazelor la ieşirea din focar, variabilă cu puterea calorifică a cărbunelui (aceeaşi suprafaţă de referinţă $S_2 + S_3$, vezi fig.1).

$$Q_i^j + i_{cc} + n(Q_i^{un} + i_{cg}) + (1-0{,}01q_m)\lambda_p'' I_{aumc}^{o}(t_p'') +$$

$$+\lambda_p'' n I_{aumc}^{o}(t_p'') + (1-0{,}01q_m) r_2 I_{gc}(\lambda_r, t_r) +$$

$$+r_2 n I_{gg}(\lambda_r, t_r) + \Delta\lambda_f I_{aumc}^{o}(t_o) + \Delta\lambda_f n I_{aumg}^{o}(t_o) =$$

$$= (1-0{,}01q_m) I_{gc}(\lambda_f, t_f) + n I_{gg}(\lambda_f, t_f) +$$

$$(1-0{,}01q_m) r_2 I_{gc}(\lambda_r, t_f) + r_2 n I_{gg}(\lambda_r, t_f) +$$

$$+Q_{ch} + Q_m + Q_{rf} + \psi\sigma_o a_f T_f^4 / (F_{pf} + F_f) / (\varphi B), \text{kJ/ kg}, \quad (10)$$

unde infiltraţia de aer fals în focar:

$$\Delta\lambda_f = \lambda_f - \lambda_p'';$$

ψ este coeficientul mediu de eficienţă termică a ecranelor focarului;

σ_o - constanta Boltzmann egală cu $5{,}67.10^{-8}$ $W/(m^2.K^4)$;

a_f - coeficientul energetic de emisie (factorul de negreală) a focarului;

T_{fl} - temperatura flăcării (mediului radiant din focar), K;

F_{pf} - suprafaţa ecranelor care primesc căldură prin radiaţie, m^2;

F_f - aria secţiunii transversale la ieşirea din focar (IL) şi a secţiunii mijlocii a pâlniei, m^2.

$$\bar{\psi} = \frac{\sum \psi_i F_i}{\sum F_i} = \frac{\psi_e F_{pf} + \psi' IL + \psi'' S_p}{F_{pf} + IL + S_p}, \quad (11)$$

unde:

ψ_e este coeficientul de eficienţă termică a ecranelor [1];

ψ' - coeficientul de eficienţă termică a secţiunii de ieşire a focarului;

ψ'' - coeficientul de eficienţă termică a secţiunii mijlocii a pâlniei;

S_p - aria secţiunii transversale mijlocii a pâlniei, m^2;

$$a_f = \frac{a_{fl}}{a_{fl} + (1-a_{fl})\bar{\psi}}, \quad (12)$$

unde:

a_{fl} este coeficientul energetic de emisie (factorul de negreală) a flăcării;

$$T_{fl} = k\sqrt{T_t T_f}, \text{ K}; \quad (13)$$

se admite o medie geometrică între T_t şi T_f (k - factor de corecţie dedus experimental ~ 0,925).

Ecuaţia (10) conţine o singură necunoscută, temperatura gazelor la ieşirea din focar t_f .

Lângă cele trei funcţii t_g , t_p'' şi B se adaugă încă două: temperatura teoretică t_t (rel.9) şi temperatura gazelor la ieşirea din focar t_f (rel.10).

În vederea evidenţierii cantitative a variaţiei puterii calorifice a lignitului de proiect s-a admis generatorul de abur de 420 t/h; 140 bar şi 540° C; lignitul de proiect are 6488 kJ/kg (1550 kcal/kg).

Puterea calorifică a combustibilului gazos de aport Q_i^{um} este invariabilă şi deci nici compoziţia lui chimică nu se schimbă. În aceste condiţii entalpiile aerului şi gazelor de ardere se calculează cu relaţiile cunoscute.

Pentru cărbune (Q_i^j variabil) se exprimă entalpiile aerului şi gazelor prin formule statistice dependente de puterea lui calorifică.

$$I_{aumc}^{o}(t) = (1 + 0{,}00161x) V_a^o c_{aum} t, \quad (14)$$

unde volumul de aer teoretic uscat se calculează cu relaţia

$$V_{ac}^{o} = 0{,}43894 + 0{,}24519\, Q_i^j, \ m^3/\text{kg}; \quad (15)$$

c_{aum} - căldura specifică a aerului umed, pentru care se admite o dependenţă polinominală de temperatură, $kJ/(m^3.K)$;

t - temperatura, ° C;

x - conţinutul de umiditate a aerului, g/kg aer.

$$I_{gc}(\lambda, t) = \left[V_{gc}^{o} c_g + (1 + 0{,}00161x)(\lambda - 1) V_{ac}^{o} c_{aum}\right] t + \quad (16)$$

$$+ a_{antr} \frac{A^j}{100} c_a t, \quad \text{kJ/ kg},$$

unde:

$$V_{gc}^{o} = 1{,}57933 + 0{,}217974 Q_i^j, \quad m^3/\text{kg}; \quad (17)$$

a_{antr} - funcţia de cenuşă antrenată;

c_a - căldura specifică a cenuşii, kJ/(kg.K).

3. Graficele obţinute din rezolvarea sistemului de ecuaţi (1); (5); (9); (10) sunt prezentate în figurile 1 - 8.

La creşterea puterii calorifice a lignitului debitul de lignit scade (fig.2). Pentru aceeaşi putere calorifică debitul B scade odată cu scăderea temperaturii gazelor de ardere evacuate şi cu creşterea aportului caloric al gazului natural (combustibil suport). În figura 2 este prezentată şi variaţia participaţiei columice a gazului natural. La creşterea puterii valorifice a lignitului, n , m^3/kg, creşte, deoarece scade numitorul B din expresia lui n (relaţia 3); de asemenea, n creşte cu creşterea participaţiei calorice a gazului natural q_g .

În figura 3 se constată că temperatura aerului preîncălzit t_p'' creşte odată cu creşterea puterii calorice şi a participaţiei calorice q_g. Aceeaşi dependenţă se constată şi pentru temperatura gazelor t_g la intrarea în PAR şi a temperaturii teoretice; figura 3 este întocmită pentru temperatura gazelor evacuate t_{ev} = 145° C. Figurile 4 şi 5 sunt prezentate pentru t_{ev} = 155 ° C, respectiv 165 ° C. Funcţiile t_p'', t_g şi t_t cresc cu creşterea t_{ev}.

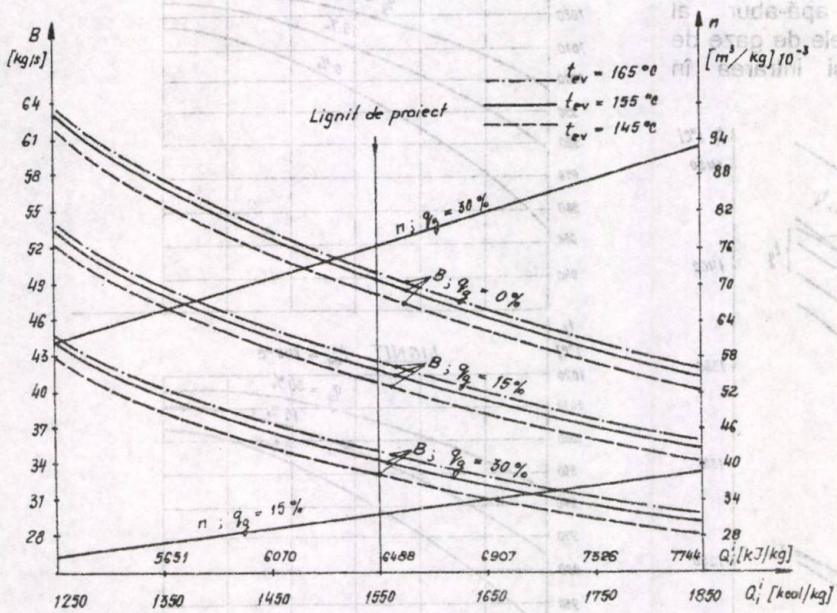


Fig.2. Dependenţa funcţiilor B, n de Q_i^j pentru diverse participaţii calorice q_g (t_{ev} - parametru variabil).

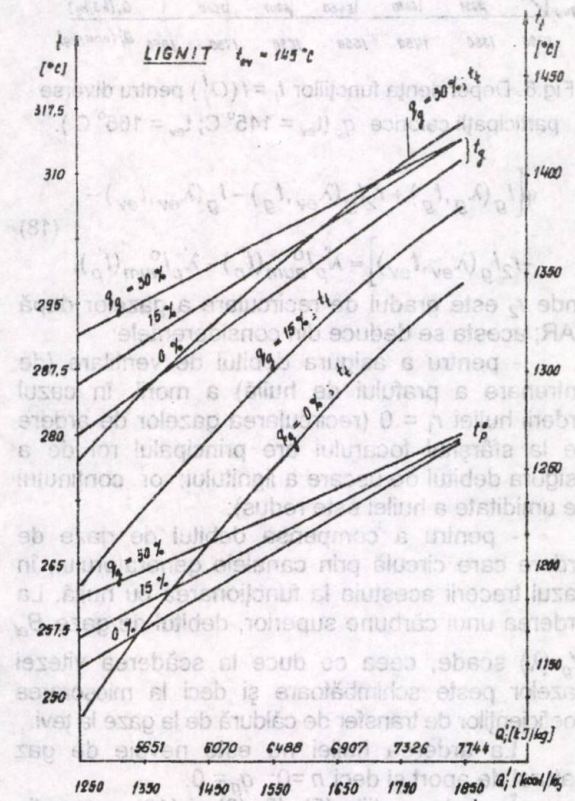


Fig.3. Dependenţa funcţiilor t_t, t_g, t_p'' de Q_i^j pentru diverse participaţii calorice q_g (t_{ev} = 145° C).

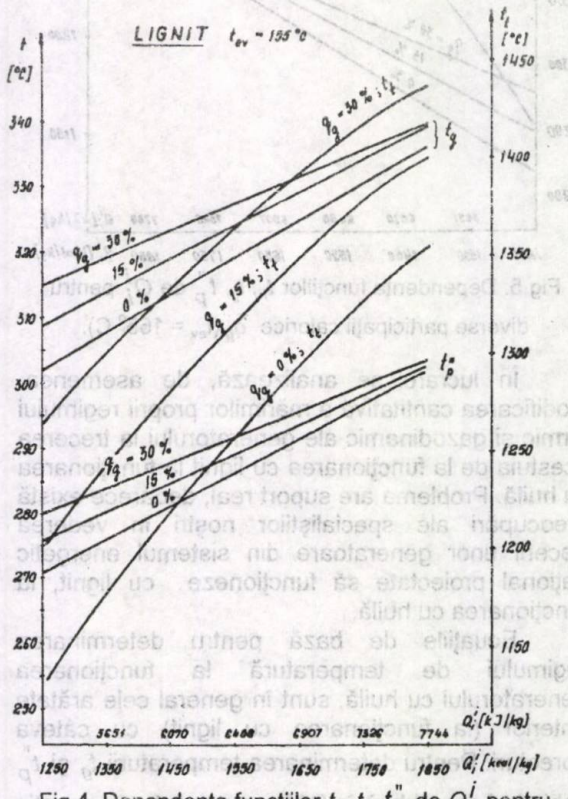


Fig.4. Dependenţa funcţiilor t_t, t_g, t_p'' de Q_i^j pentru diverse participaţii calorice q_g (t_{ev} = 155° C).

În figura 6 prezintă dependenţa t_f (temperatura gazelor de ardere la ieşirea din focar) de puterea calorifică Q_i^j , având parametrii variabili t_{ev} şi q_g ; temperatura t_f creşte când Q_i^j creşte şi q_g şi t_{ev} cresc. Dependenţele sunt utile în verificarea termică a tuturor schimbătoarelor de căldură aparţinând circuitului apă-abur al generatorului şi amplasate în canalele de gaze de ardere între ieşire din focar şi intrarea în preîncălzitorul de aer.

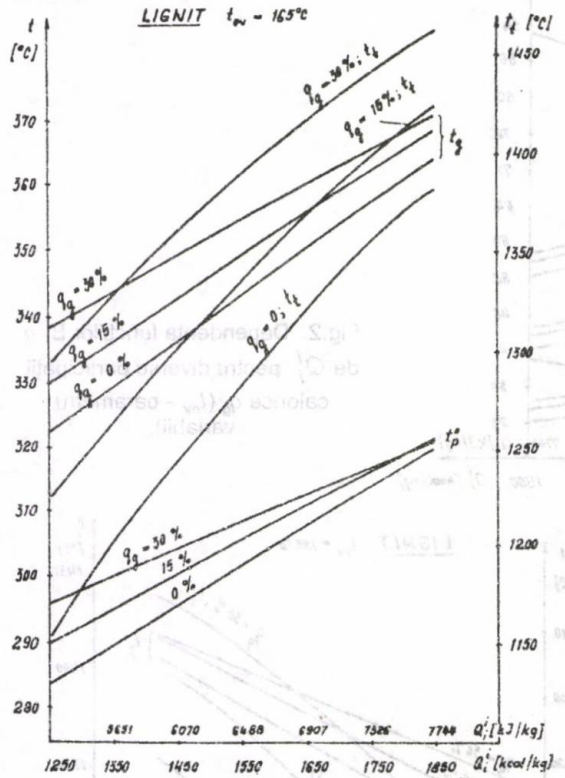


Fig.5. Dependenţa funcţiilor t_f, t_g, $t_p^{''}$ de Q_i^j pentru diverse participaţii calorice q_g (t_{ev} = 165° C).

În lucrare se analizează, de asemenea, modificarea cantitativă a mărimilor proprii regimului termic şi gazodinamic ale generatorului la trecerea acestuia de la funcţionarea cu lignit la funcţionarea cu huilă. Problema are suport real, deoarece există preocupări ale specialiştilor noştri în vederea trecerii unor generatoare din sistemul energetic naţional proiectate să funcţioneze cu lignit, la funcţionarea cu huilă.

Ecuaţiile de bază pentru determinarea regimului de temperatură la funcţionarea generatorului cu huilă, sunt în general cele arătate anterior (la funcţionarea cu lignit) cu câteva corecturi. Pentru determinarea temperaturii t_g şi $t_p^{''}$ schimbul de căldură în PAR este redat prin ecuaţia de bilanţ termic (numai în cazul în care gazele de ardere recirculate - gradul de recirculare r_2 - sunt prelevate de după PAR):

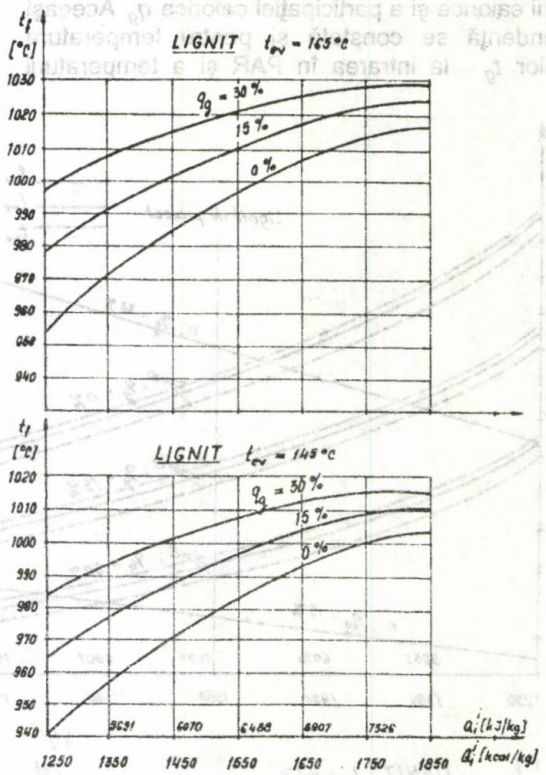


Fig.6. Dependenţa funcţiilor $t_f = f(Q_i^j)$ pentru diverse participaţii calorice q_g (t_{ev} = 145° C; t_{ev} = 165° C).

$$\varphi\left[I_g(\lambda_g,t_g)+r_2 I_g(\lambda_{ev},t_g)-I_g(\lambda_{ev},t_{ev})-\right.$$
$$\left.-r_2 I_g(\lambda_{ev},t_{ev})\right]=\lambda_p^{''}I_{aum}^{o}(t_p^{''})-\lambda_p^{'}I_{aum}^{o}(t_p^{'}), \quad (18)$$

unde r_2 este gradul de recirculare a gazelor după PAR; acesta se deduce din considerentele:

- pentru a asigura debitul de ventilare (de antrenare a prafului de huilă) a morii; în cazul arderii huilei r_1 = 0 (recircularea gazelor de ardere de la sfârşitul focarului are principalul rol de a asigura debitul de uscare a lignitului; or conţinutul de umiditate a huilei este redus);

- pentru a compensa debitul de gaze de ardere care circulă prin canalele generatorului, în cazul trecerii acestuia la funcţionarea cu huilă. La arderea unui cărbune superior, debitul de gaze B_{ef} V_g (λ) scade, ceea ce duce la scăderea vitezei gazelor peste schimbătoare şi deci la micşorarea coeficienţilor de transfer de căldură de la gaze la ţevi.

La arderea huilei nu este nevoie de gaz natural de aport şi deci n =0; q_g = 0.

În rest ecuaţiile (5); (8; (9) şi (10) se menţin (cu simplificările de rigoare r_1 = 0; n = 0).

Rezultatele calculelor numerice sunt prezentate în figurile 7 şi 8.

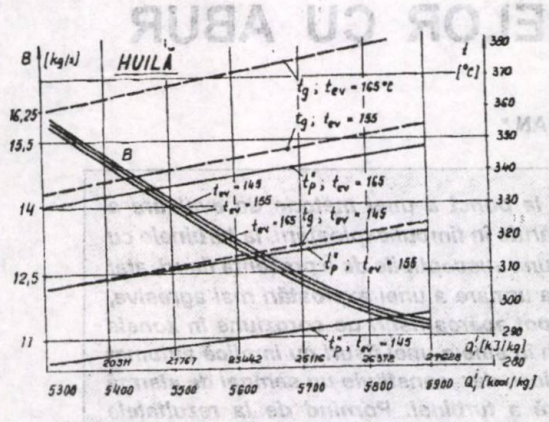


Fig.7. Dependenţele B, $t_p^{"}$, t_g de puterea calorifică a huilei, pentru diverse valori ale temperaturii de evacuare t_{ev}.

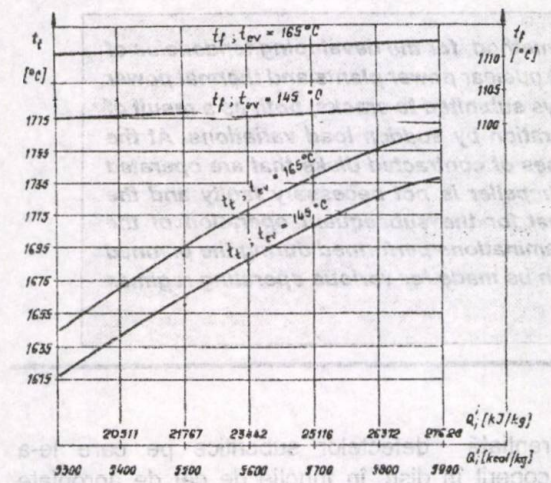


Fig.8. Dependenţele t_t şi t_f de puterea calorifică a huilei admiţând t_{ev} parametru variabil.

Ca şi în cazul arderii lignitului şi la arderea huilei sensul de variaţie a celor cinci funcţii de puterea calorifică este acelaşi; când Q_i^i creşte, B scade, iar t_g, $t_p^{"}$, t_t, t_f cresc.

Concluzii

• Variaţia puterii calorifice a combustibilului curent faţă de combustibilul de proiect este un fenomen real, des întâlnit în exploatarea generatoarelor de abur.

• Scăderea puterii calorifice a combustibilului duce la scăderea temperaturii aerului preîncălzit, la scăderea temperaturii teoretice a gazelor şi a temperaturii la ieşirea din focar, precum şi a temperaturii gazelor la intrarea în preîncălzitorul de aer.

• Modelul matematic obţinut permite analiza cantitativă a tuturor variantelor posibile.

• Rezultatele obţinute servesc verificării funcţionării sistemului de pregătire şi ardere a combustibilului şi pentru întocmirea calculul termic de verificare a tuturor schimbătoarelor circuitului termic apă-abur: calculul se consideră încheiat atunci când din calculul termic de verificare se găseşte aceeaşi temperatură a gazelor de ardere la ieşirea din economizor cu temperatura gazelor la intrarea în preîncălzitor.

• Rezultatele pot fi utile specialiştilor din proiectare, retehnologizare şi din exploatarea generatoarelor de abur.

BIBLIOGRAFIE

[1] Neaga, C., Epure, Al. *Calculul termic al generatoarelor de abur*, ET, Bucureşti, 1988.

[2] Kovalev, A.P. i dr. *Paragheneratorî*, Moskva, Energoatomizdat, 1985.

[3] * * * *Teplovoi rasciot cotelnîh agregatov (normativnîi metod)*, Moskva, Energiia, 1973.

Referent: ing. Radu Regman - RENEL

(Primit la 20 ianuarie 1995, acceptat la 25 septembrie 1995)

PARAMETRII DEFINITORII PENTRU EVALUAREA SIGURANŢEI ÎN EXPLOATARE A DISCURILOR TURBINELOR CU ABUR

ing. DANIEL BOGDAN *

Obiectivul acestei lucrări îl constituie punerea la punct a unei metode de evaluare a tendinţelor de propagare a fisurilor preexistente sau apărute în timpul exploatării, la turbinele cu abur din CNE şi CTE. Rotoarele turbinelor sunt întotdeauna susceptibile de a prezenta fisuri, atât din faza de execuţie, rezultate în urma forjării, cât şi ca urmare a unei exploatări mai agresive, caracterizată prin variaţii bruşte de sarcină. Totodată pot apărea fisuri de coroziune în zonele discurilor fretate, care lucrează în abur umed. Existenţa în sine a unei fisuri nu implică automat declararea rotorului ca defect şi indisponibilizarea turbinei, dar constituie un semnal de alarmă în ceea ce priveşte modul de exploatare ulterioară a turbinei. Pornind de la rezultatele controalelor nedistructive efectuate în timpul opririlor planificate, se poate face o estimare a modului cum va evolua fisura pentru diverse regimuri de funcţionare şi durate de timp.

This paper is aimed at finalizing an assessment method for the developing tendencies of cracks already existing or occurred during operation at nuclear power plants and thermal power plants steam turbines. The turbines impellers are always submited to cracks, both as a result of a faulty manufacture (forging) and an aggressive operation by sudden load variations. At the same time, corrosion cracks can also occur in the zones of contracted disks that are operated under wet steam conditions. If there is a crack, the impeller is not necessary faulty and the turbine unvailable but it represents a warning signal for the subsequent operation of the turbine. Starting with the results of non-destructive examinations performed during the planned shut-downs, an assessment of the crack evolution can be made for various operating regimes and periods of time.

Descriptori: siguranţă în exploatare, turbine cu abur

Introducere

În componentele mecanice atât de intens solicitate cum sunt discurile de turbină, defectele sunt frecvent întâlnite. Prin defect se poate înţelege orice, de la o imperfecţiune a reţelei cristaline (dislocaţie), până la discontinuităţi de mari dimensiuni, care reduc substanţial secţiunea transversală a discului (cum ar fi incluziunile nemetalice sau defectele de turnare). Pentru evaluarea stării discurilor de către exploatatorii turboagregatului, lucrul cel mai important este ca ei să cunoască acea dimensiune de defect care este critică din punctul de vedere al posibilităţii componentei de a-şi îndeplini funcţia. Odată ce a fost determinată de dimensiunea critică a defectului, exploatatorul va acorda o atenţie diferenţiată defectelor subcritice pe care le-a descoperit în disc, în funcţie de cât de apropiate sunt ele de dimensiunea critică. El va încerca să realizeze predicţii asupra direcţiei şi vitezei de propagare a acestor defecte, pentru a planifica o viitoare inspecţie, pentru a vedea dacă se justifică reparaţia sau înlocuirea rotorului în următorul interval de timp, mai lung sau mai scurt. Există astfel posibilitatea optimizării planificării în timp a acestor operaţiuni, ţelul final fiind evitarea avarierii fragile, catastrofale, a discului, dar şi economisirea de timp şi de resurse materiale şi umane.

Abordarea analitică prin mecanica ruperii

Cel mai potrivit mijloc de a determina dimensiunea critică este cel care aplică mecanica ruperii. Marea majoritate a organelor de maşini

* Institutul de Cercetări şi Modernizări Energetice - ICEMENERG, Bucureşti

sunt proiectate să funcţioneze în exploatarea normală la tensiuni mecanice mult mai mici decât limita de curgere a materialului (circa 50 .. 75 % din limita de curgere). Din această cauză, mecanica ruperii în domeniul liniar-elastic a luat o deosebită amploare ca metodă de proiectare şi verificare a componentelor şi structurilor mecanice care conţin în mod inevitabil defecte [1] . Aceasta din cauză că se bazează pe procedee şi coduri de calcul mult mai eficiente şi mai economice decât cele vechi, în care se foloseau coeficienţi de siguranţă şi de concentrare a tensiunilor, determinaţi în mod empiric.

Avarierea echipamentelor rotative la niveluri de tensiuni considerate ca sigure, conform standardelor tradiţionale, a fost pe larg tratată în literatura de specialitate. Aceste avarii sunt caracterizate prin deformaţii mici sau chiar nule la locul ruperii, chiar dacă încercările mecanice obişnuite efectuate ulterior, au indicat că materialul discului avariat avea caracteristici mecanice normale şi ar fi trebuie să aibă o comportare ductilă la temperatura de funcţionare.

Abordarea problemei prin mecanica ruperii presupune existenţa unui defect (asimilat cu o discontinuitate cu formă matematică regularizată) în componenta studiată şi apoi determină efectul acestui defect asupra capacităţii componentei de a suporta încărcarea. Efectul defectelor asupra discurilor, ţinând seama de materialul acestora şi de starea de încărcare, este determinat în primul rând printr-o proprietate a materialului care nu rezultă dintr-o încercare de tracţiune standard. Este vorba despre mărimea numită tenacitatea materialului, notată K_{Ic}.

Un alt concept, de esenţă semiempirică, este temperatura de tranziţie, concept introdus pentru a elimina riscurile ruperii fragile a materialului. O anumită structură metalică nu trebuie să lucreze sub o anumită temperatură, a cărei valoare se stabileşte în funcţie de temperatura de tranziţie. După cum se observă, această abordare este empirică, cu aplicabilitate imediată, şi se bazează pe experienţa acumulată în exploatarea turbinelor.

Temperatura de tranziţie se determină cu ajutorul încercării de rezilienţă (rupere prin impact a unei probe de material în care este practicată o crestătură). Temperatura de tranziţie este temperatura de modificare a aspectului suprafeţei de rupere a unui oţel şi se referă la trecerea de la o distrugere ductilă, ce caracterizează temperaturile înalte, la o distrugere fragilă, caracteristică temperaturilor joase, într-o încercare de impact, dinamică. Convenţional, temperatura de tranziţie (FATT), se referă la testul de rezilienţă Charpy, şi în speţă la temperatura la care se desfăşoară acesta, asociată cu modificarea aspectului macroscopic al suprafeţei de rupere a probei, încât aceasta să prezinte 50 % aspect de rupere ductilă şi 50 % aspect de rupere fragilă.

FATT al oţelurilor pentru discurile rotoarelor de joasă presiune trebuie să se afle constant în atenţia exploatatorului turbinei, pentru a evalua durata de viaţă utilă, şi pentru a optimiza condiţiile de exploatare şi inspectare a discului. O maximă atenţie se acordă posibilităţii spargerii discului în bucăţi ca rezultat al propagării necontrolate a unei fisuri la gaura discului sau în zona butucului. Metoda general-valabilă folosită pentru a minimiza acest risc este ca temperatura discului în exploatare, când se produc tensiunile nominale de funcţionare, să se situeze obligatoriu deasupra temperaturii FATT.

Totuşi, riscul avarierii catastrofale a discurilor este mai direct şi mai mult legat de tenacitatea (statica) la rupere a materialului discului, K_{Ic}, prin care se stabileşte criteriul pentru creşterea instabilă a fisurii. Dar, cu ajutorul temperaturii FATT, este posibilă efectuarea unei estimări acoperitoare a lui K_{Ic}, astfel că FATT se utilizează încă la ora actuală în lume ca o proprietate mecanică primară a materialului.

Se presupune că parametrii de rupere ai materialului discurilor de rotoare de joasă presiune nu se înrăutăţesc în timpul exploatării. Însă, aceste proprietăţi sunt uneori necunoscute, cum este cazul agregatelor mai vechi, pentru care specificaţiile de fabricaţie a discurilor nu includeau cerinţe pentru parametrii de rupere ai materialului. În astfel de cazuri, parametrii de rupere ai materialului - care sunt funcţii complexe de compoziţia oţelului, puritatea elementelor de aliere, microstructura aliajului care a rezultat la fabricaţie - sunt dificil, chiar imposibil uneori, de a fi stabiliţi cu certitudine fără efectuarea unor teste mecanice adecvate.

Incertitudinile predicţionale pot apărea şi din cauza estimărilor fabricantului echipamentului original asupra temperaturii FATT şi a altor mărimi caracteristice pentru rezistenţa materialului discului. De obicei, aceste valori furnizate de fabricant pentru mărimile mecanice caracteristice sunt excesiv de acoperitoare şi nu sunt specifice unui anumit caz particular de rotor sau de disc. Acest grad de supraevaluare duce la creşteri ale costurilor de exploatare şi mentenanţă. Costurile suplimentare sunt uneori atât de mari încât justifică măsurarea nemijlocită a valorii FATT a materialului discului turbinei în timpul unei opriri

planificate a unităţii (inservice), printr-o metodă nedistructivă mecanică.

Precizia metodelor de determinare a lui FATT pe baza chimiei aliajului (conţinutul elementelor de impuritate, tipul forjei, compoziţia forjei, tratamentele termomecanice aplicate) deci pe baza variabilelor metalurgice ale unei probe prelevate din discul în speţă - este foarte scăzută. Aceasta este valabil atât în cazul discurilor mai vechi, cât şi la discurile de fabricaţie recentă, din forje mai curate, unde conţinutul elementelor de impuritate este scăzut, dar diferă de la şarjă la şarjă. În cazul funcţionării la temperatură înaltă, cum este cazul rotoarelor de înaltă şi medie presiune, apar incertitudini suplimentare, produse de fragilizarea termică în timp, ale cărei efecte influenţează parametrii de rezistenţă şi de rupere ai materialului discului.

Prelevările de probe din materialul discului pentru teste de rezilienţă prin impact, de tip Charpy, în scopul măsurării FATT, se fac, de obicei, prin decuparea unui inel în disc, concentric cu axul discului, cu o secţiune transversală de circa 15 x 15 mm şi luat din butucul discului, la diametrul exterior al acestuia. Volumul materialului extras, incluzând pe acela extras pentru a "recontura " forma discului la locul prelucrării este de circa 2500 cm^3. Cu epruvetele realizate din acest inel se efectuează testele de impact.

Dezvoltarea recentă a tehnicii de testare cu micro-poanson, pentru a putea estima valoarea lui FATT, permite prelevarea de probe de material fără a fi necesar pentru disc prelucrări mecanice ulterioare. Volumul total de material necesar pentru probele miniaturale, care sunt testate prin procedeul micro-poanson este de 1,5 cm^3. Rezultatele testelor efectuate se pot utiliza, pe baza unor proceduri analitice sau semi-empirice şi pentru a determina tenacitatea materialului, K_{Ic}.

Ca o concluzie a acestui paragraf se degajă ideea că este dificil să se evalueze starea discurilor de turbină, fără a recurge la testele mecanice. O astfel de analiză poate produce doar rezultate cu caracter informativ, exploratoriu. La rotoarele de joasă presiune, avantajul principal este că proprietăţile materialului nu se degradează în timpul exploatării. Proprietăţile de rupere pot fi evaluate cu precizie doar prin teste nedistructive, realizate într-un mod convenabil, utilizând prelevarea de probe miniaturale şi testarea lor cu tehnica micro-poansonului.

Tenacitatea la rupere a materialului

Pentru a evita avarierea fragilă a discurilor, materialul utilizat trebuie să fie caracterizat de o tenacitatea ridicată. Tenacitatea la rupere a unui oţel depinde în primul rând de microstructura oţelului, pentru care este definitorie mărimea grăunţilor microscopici, determinată de tratamentele termomecanice aplicate discului. Discurile realizate din oţeluri de bună calitate se caracterizează prin aceea că suferă cu predilecţie o fisurare ductilă. Fisurarea are loc printr-un mecanism lent de decoeziune şi se poate produce doar la tensiuni mari, iar propagarea prin clivaj (caracteristica ruperii fragile) este mai puţin probabilă la aceste oţeluri cu mare tenacitate.

Pentru a putea estima în mod direct riscul fisurării fragile a oţelurilor a fost definită temperatura de exces, T_{exces}.

$$T_{exces} = T - FATT, \qquad (1)$$

unde T este temperatura de funcţionare a discului (temperatura materialului într-un anumit moment al funcţionării). De obicei T_{exces} se exprimă în °C, dar se utilizează şi F, în literatura anglo-saxonă. Jones [2] a propus o corelaţie între K_{Ic} şi temperatura de exces, după cum urmează (corelaţia este valabilă pentru rotoarele Cr-Mo-V, dar, se poate extinde şi la rotoarele Ni-Cr-Mo-V):

$$K_{Ic} = \frac{10800}{108 - (T - FATT)}, \qquad (2)$$

unde K_{Ic} este exprimat în ksi$\sqrt{in}$, iar T este exprimat în F.

Factorul de concentrare a tensiunilor la extremitatea fisurii

Pentru a putea analiza evoluţia fisurii de la baza discului într-o poziţie adiacentă butucului, poziţie indicată în figura 1, folosind tehnicile mecanicii ruperii, este necesar să se stabilească expresia factorului de concentrare a tensiunilor, K_I. Expresia care a fost stabilită ţine seama de faptul că fisurile sunt de formă semieliptică, cu axa mare paralelă cu planul discului şi semixa mică paralelă cu axa rotorului. Soluţia analitică pentru factorul de intensitate a tensiunilor pentru fisuri deschise la suprafaţa discului, cu formă semieliptică, este dificil de determinat, din cauza deformaţiilor introduse în jurul extremităţii fisurii, rezultat al câmpului tridimensional de tensiuni. Se poate determina factorul de intensitate al tensiunilor cu următoarea expresie propusă în [1], pe baza unor calcule analitice:

$$K_I(\theta) = M_a \cdot M_t \cdot M_p \cdot M_c \cdot \frac{\sigma_o \cdot \sqrt{\pi b}}{E(k)} \cdot \sin^2\theta + \left(\frac{b}{a}\right)^2 \cdot \cos^2\theta)^{1/4} \qquad (3)$$

unde:

$K_I(\theta)$ este factorul de intensitate a tensiunilor la vârful fisurii [MPa$\sqrt{m}$];

σ_o - tensiunea aplicată în direcţie tangenţială în secţiunea discului situată în dreptul centrului elipsei ce constituie anvelopa fisurii [MPa];

b - semiaxa mică a elipsei [m];

a - semiaxa mare a elipsei [m] ;

θ - unghiul realizat între semiaxa mare a elipsei şi raza vectoare a punctului curent de pe elipsă [°] ;

$E(k)$ - integrala eliptică completă de speţa a doua, dată de relaţia:

$$E(k) = \int_0^{\pi/2} \left[1 - \left(1 - \frac{b^2}{a^2}\right)\sin^2\theta\right]^{1/2} d\theta , \quad (4)$$

unde: $k = \sqrt{1 - \frac{b^2}{a^2}}$;

M_s - factorul de corecţie pentru suprafaţa liberă la gura fisurii;

M_t - factorul de corecţie pentru grosimea finită a discului;

M_p - factorul de corecţie pentru plastifierea materialului la extremitatea fisurii;

M_c - factorul de corecţie pentru curbura butucului (datorat faptului că fisura este situată la extremitatea unei găuri de formă circulară într-o placă plană.

M_s se poate calcula cu relaţia:

$$M_s = 1 + 0{,}12\left(1 - 0{,}75 \cdot \frac{b}{a}\right),$$

iar valorile obţinute sunt date în tabelul 1.

Tabelul 1

b/a	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	0,99
M_s	1,102	1,093	1,084	1,066	1,048	1,03

Factorul de corecţie M_t are valorile date în tabelul 2, funcţie de două mărimi relative, b/a şi b/B, unde prin B s-a notat grosimea discului la raza exterioară a butucului, notată R_i .

Tabelul 2

b/B \ b/a	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	0,99
0,1	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
0,2	1,000	1,002	1,005	1,000	1,000	1,000
0,3	1,008	1,009	1,010	1,0042	1,000	1,000
0,5	1,040	1,036	1,033	1,02	1,008	1,000
0,75	1,125	1,121	1,118	1,089	1,061	1,039
0,85	1,250	1,225	1,190	1,145	1,101	1,078

Factorul de corecţie M_p este dat de relaţia:

$$M_p = \left[1 + \frac{1}{3{,}2}\left(\frac{\sigma_o}{\sigma_{o\cdot 2}}\right)^2\right]^{1/2},$$

Acest factor are valori foarte apropiate de unitate. Pentru o limită de elasticitate a oţelului, $\sigma_{o.2}$, în jurul valorii de 746 MPa, ceea ce constituie o mărime tipică pentru acest tip de oţeluri, şi pentru un nivel al tensiunilor tengenţiale de 225 MPa la locul figurii, se obţine pentru M_p valoarea 1,0141. Dacă presupunem o valoare crescută a tensiunii tangenţiale, pentru acelaşi caz, şi anume 270 MPa, factorul de corecţie va creşte la 1,0202.

Factorul de corecţie pentru curbură este funcţie de raportul dintre semiaxa fisurii, b, şi raza exterioară a butucului, notată R_i (presupunând că tratăm cazul discurilor fretate, care la raza interioară se continuă cu butucul ce se fretează pe arborele respectiv). Valorile lui M_c sunt date în tabelul 3.

Tabelul 3

b/R_i	0,005	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05
M_c	0,997	0,991	0,986	0,980	0,972	0,962

Valorile factorului $(\sin^2\theta + (b/a)^2 \cdot \cos^2\theta)^{1/4}$ din relaţia (3), factor ce ţine seama de unghiul θ şi de raportul b/a, sunt subunitare, fiind prezentate în tabelul 4, pentru a vedea cum poziţia punctului de pe fisură influenţează mărimea factorului K_I .

Tabelul 4

$\theta°$ / b/a	0	15	30	45	60	75	90
0,2	0,4472135	0,568309	0,72740	0,849136	0,9336	0,98351	1
0,3	0,5477225	0,623323	0,75061	0,859166	0,93747	0,98446	1
0,4	0,6324555	0,681942	0,77991	0,872640	0,94274	0,98562	1
0,6	0,7745996	0,7966937	0,849178	0,90804	0,95732	0,98910	1
0,8	0,8944271	0,9027354	0,92433	0,95155	0,97667	0,99390	1
0,9	0,9949817	0,995324	0,9962	0,99745	0,99872	0,999660	1

În tabelul 5 se prezintă şi valorile integralei eliptice complete de speţa a doua, pentru a avea imaginea completă asupra aspectului cantitativ al factorilor de corecţie.

Tabelul 5

b/a	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	0,99
E(k)	1,052	1,095	1,162	1,293	1,423	1,563

Pentru a evalua integritatea structurală a unui disc într-un caz particular de rotor avariat, în primul rând se vor măsura dimensiunile fisurii şi se va determina poziţia ei în disc. Cunoscând valorile tensiunilor aplicate în disc, în diverse regimuri de funcţionare, atât cele stabilizate, cât şi cele tranzitorii, se poate calcula factorul de intensitate a tensiunilor la extremitatea fisurii, pe baza relaţiilor prezentate mai sus. Ulterior, se aplică criteriul de stabilitate a fisurii, care compară valoarea factorului de intensitate real ce se exercită în cel mai solicitat punct al fisurii cu tenacitatea la rupere a materialului. Dacă K_I este mai mare decât tenacitatea materialului , fisura este critică, în stare

de propagare instabilă, şi discul se poate dezintegra în mai multe sectoare. Fisura se va extinde, în special în acele puncte în care valoarea lui K_I este mai mare, şi anume la extremitatea semiaxei mici a elipsei, fisura cu formă semieliptică tinzând astfel să devină semicirculară (fig.1). Dacă K_I este mai mic decât tenacitatea, fisura nu este critică, dar rotorul trebuie exploatat cu precauţiune sporită, având grijă să nu se lucreze sun temperatura de tranziţie, FATT. Calculele de oboseală, care fac apel la monitorizarea ciclurilor de exploatare, nu sunt necesare la rotoarele de joasă presiune, deoarece amplitudinea ciclurilor de tensiuni tangenţiale aplicate (de natură termică sau dinamică - vibraţii) este scăzută (circa 20... 30 MPa), şi aceste salturi de tensiune nu duc la propagarea fisurii existente.

înconjurător etc.; la ora actuală există încă un grad considerabil de incertitudine asupra rezultatului interacţiunii acestor factori.

Rezultatele experimentărilor efectuate şi publicate, [3, 4] , indică un înalt grad de dispersare a timpilor de iniţiere şi a valorilor vitezei de propagare.

Testele efectuate în laborator au indicat faptul că este necesar un anumit timp pentru ca într-o componentă situată într-un mediu corosiv să se iniţieze o fisură. Acest interval de timp este numit perioadă de iniţiere sau incubaţie. El variază pentru o anumită marcă de oţel în funcţie de tensiunea mecanică aplicată, de limita de curgere a oţelului, rezultată din tratamentele termomecanice suferite şi de compoziţia mediului înconjurător.

Aburul umed este un mediu favorabil iniţierii

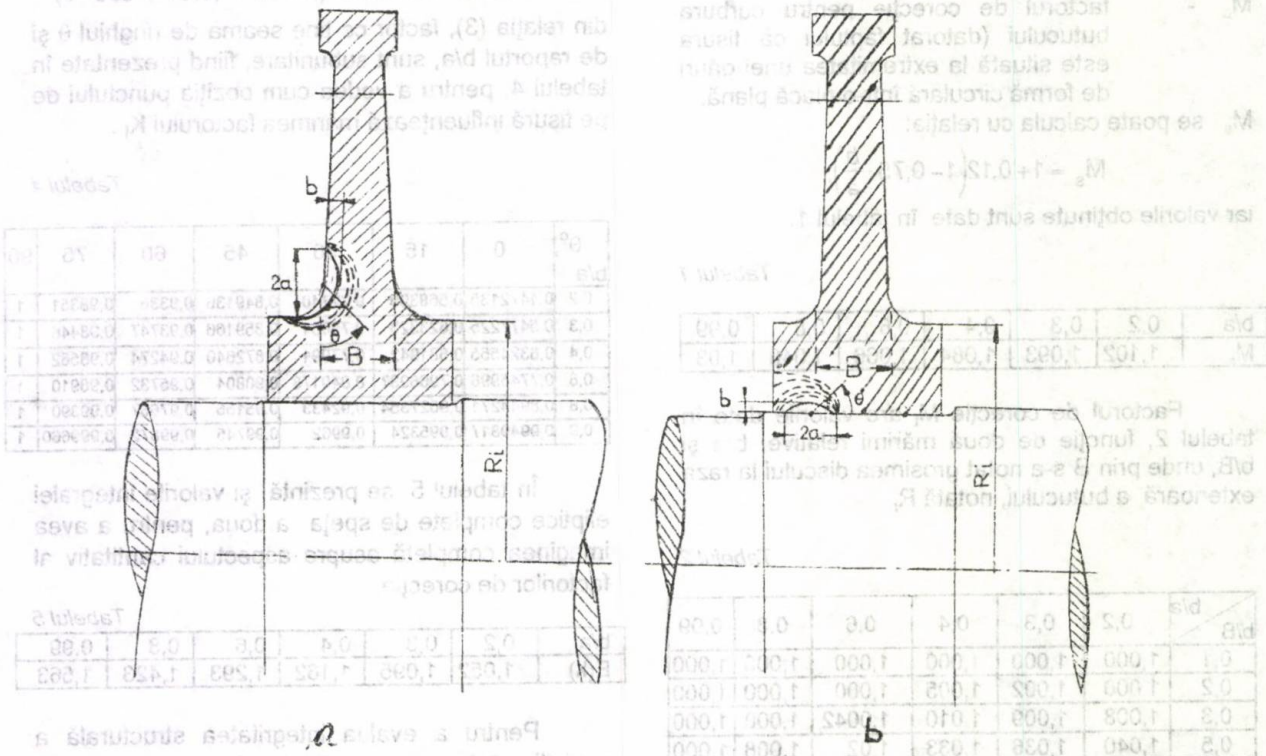


Fig.1. Zonele de maximă solicitare din discurile rotoarelor de joasă presiune, în care apare şi se propagă coroziunea fisurantă sub efort. Principalele caracteristici geometrice.

Viteza de propagare a fisurilor

Principalul factor care se află la originea fenomenului iniţierii şi propagării fisurilor în discurile rotoarelor de joasă presiune este coroziunea fisurantă sub efort. Aceasta reprezintă un proces deosebit de complex, influenţat de numeroşi alţi factori, cum sunt proprietăţile materialului, mărimea tensiunilor aplicate, caracteristicile mediului

fisurilor, chiar dacă nu conţine cantităţi de impurităţi dizolvate, care să se depună sub formă de săruri pe disc. Oţelurile slab aliate din care sunt confecţionate discurile turbinelor cu abur nu permit iniţierea fisurilor decât dacă tensiunea mecanică la care sunt solicitate anumite puncte din acestea depăşesc o anumită valoare de prag. Această valoare se situează de obicei în jurul a 40 ... 50 % din nivelul limitei de curgere a oţelului. O reducere a mărimii tensiunii aplicate, cumulată cu

respectarea condiţiei de depăşire a valorii de prag, duce la o creştere considerabilă a perioadei de iniţiere. Prin urmare, în acele puncte ale discului mai puţin solicitate, coroziunea fisurantă nu va apărea practic niciodată, indiferent de mediul înconjurător în care evoluează acestea. Fisurile au probabilitate maximă de apariţie în zonele de maximă solicitare ale discului (vezi fig.1).

Dacă o piesă conţine un defect caracterizat de valori mici ale factorului de intensitate a tensiunii, K_I, piesa respectivă poate funcţiona timp îndelungat în condiţiile mediului corosiv, fără pericol de avariere. Aceasta sugerează existenţa unei valori de prag a lui K_I, notată K_{ISCC}, sub care nu se produce coroziunea fisurantă sub efort. Modul în care K_I afectează viteza de propagare, *da/dt*, poate fi observat în figura 2. Dacă factorul de intensitate K_I depăşeşte valoarea de prag K_{ISCC}, fisura se va iniţia după scurgerea perioadei de incubaţie. Fisura creşte rapid, pe măsură ce creşte K_I. Viteza de propagare creşte de asemenea, până se atinge o valoare de palier. Ea rămâne la o valoare practic constantă, chiar dacă mărimea factorului K_I continuă să crească. Această valoare a vitezei de propagare depinde de limita de curgere a oţelului. Pentru un oţel cu o limită de curgere mai mare, viteza de propagare poate fi mai mare cu câteva ordine de mărime. Prin urmare, chiar dacă fisura este caracterizată de un K_I foarte mare, un disc dintr-un oţel cu limita de curgere moderată va fi afectat de o viteză de propagare scăzută.

Materialul cel mai frecvent utilizat pentru realizarea discurilor rotoarelor de joasă presiune este oţelul feritic slab aliat de tip 3.5 Ni, 1.5 Cr, realizat conform specificaţiei ASTM A471, cu o limită de curgere la 23°C în jur de 746 MPa. Mărimea temperaturii FATT este de asemenea prevăzută în specificaţiile de fabricaţie ale fabricanţilor de turbine, pentru a fi în concordanţă cu specificaţiile comisiei americane Nuclear Regulatory Comission. Acestea stabilesc o limită superioară de 16°C pentru temperatura FATT. Acest material asigură o bună rezistenţă a discului la coroziunea fisurantă şi proprietăţi mecanice corespunzătoare. Valoarea de palier a vitezei de propagare a fisurii într-un mediu corosiv constituit din apa demineralizată cu temperatura de 100°C este de circa 1 ... 1,5 mm/an.

Concluzii

În discurile rotoarelor turbinelor cu abur pot apărea diverse tipuri de defecte, în special în corpurile de joasă presiune. Coroziunea fisurată sub efort în discuri poate apărea după o anumită perioadă de incubaţie, care depinde de tensiunea mecanică aplicată, dar şi de puritatea aburului şi de materialul din care este realizat rotorul . Aceste fisuri se propagă în timp cu o viteză aproximativ constantă, *da/dt*. Pentru a evalua susceptibilitatea materialului discului la coroziunea fisurantă, se iau în considerare ca mărimi primare următorii

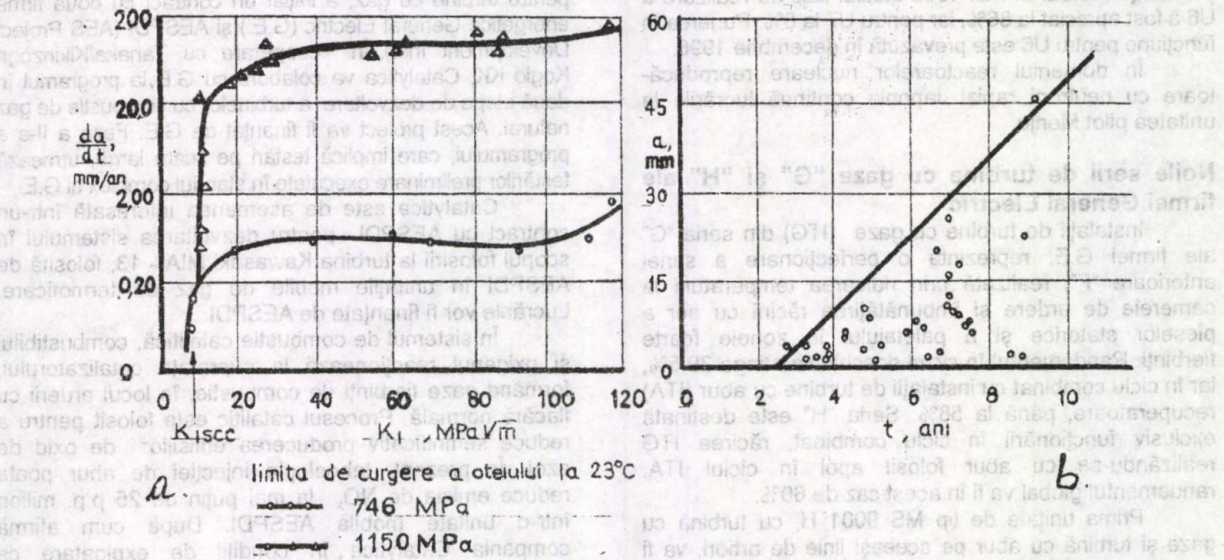


Fig.2. a - efectul factorului de intensitate a tensiunii şi a limitei de curgere asupra vitezei de propagare a coroziunii fisurante sub efort în apa demineralizată la 100°C, pentru oţelul de discuri cu specificaţia A471; b - adâncimea fisurii, a, în funcţie de durata exploatării, pentru discuri fretate, şi o viteză medie de propagare de 4 mm/an (cu permisiunea d-lui Markus O. Speidel, Zurich)

parametrii: limita de curgere a materialului, $\sigma_{0.2}$, tenacitatea la rupere, K_{IC}, şi valoarea de prag a tenacităţii materialului în mediul corosiv, K_{ISCC}. De o mare importanţă este stabilirea factorului de intensitate a tensiunilor la vârful fisurii, K_I, cu acesta putându-se estima timpul de incubaţie al unei fisuri şi viteza sa de propagare, *da/dt*, ca şi probabilitatea producerii ruperii fragile, catastrofale, a discului.

BIBLIOGRAFIE

[1] Brandt, D.E. *The Development of a Turbine Wheel Design Criterion Based Upon Fracture Mechanics.* In : Journal of Engineering for Power, TRANS, ASME, Oct. 1971, pp. 411 - 417.

[2] Viswanathan, R., Gehl, S., A. *Method for Estimation of the Fracture Toughneses of Cr Mo V Rotor Steels Based on Composition.* In: Journal of Engineering Materials and Technology, TRANS, ASME, Apr. 1991, pp. 263 - 269.

[3] Hohn, A., Roeder, A. *BBC Solution for Low - Pressure Rotors Endangered by Stress Corrosion Cracking.* In: Brown Boveri, Rev. 3/4 - 84, pp. 160 - 168.

[3] Bertilsson. J.E., Scarlin, M.D. *Integrity of Low - Pressure Steam Turbine Rotors in Stres Corrosion Environments.* In: Brow Boveri Rev., 3/4 - 84, pp. 169 - 173.

Referent: ing. Radu Opincaru - RENEL

(Primit la 12 septembrie 1995, acceptat la 25 septembrie 1995)

Informaţii la zi - Din energetica mondială

Energia nucleară în Japonia

În ultimii 20 de ani cota producţiei de energie electrică în CNE, din totalul producţiei japoneze, a crescut de la 5% la 30%. În prezent sunt în funcţiune 44 de unităţi cu o putere totală de 37000 MW. Disponibilitatea CNE din Japonia în 1993 şi 1994 a fost foarte bună şi trei dintre unităţile japoneze s-au situat printre primele 5 în lume.

Tokyo Electric Power Company (TEPCO) construieşte la Kashiwazaki-Kariwa-unităţile 6 şi 7- primele capacităţi din lume bazate pe conceptul Advanced desing Boiling Water Reactor (ABWR). Contractorii de echipamente sunt: General Electric, Hitachi şi Tosiba. În mai 1995 stadiul fizic de realizare a U6 a fost apreciat la 86%, iar pentru U7 la 8%. Punerea în funcţiune pentru U6 este prevăzută în decembrie 1996.

În domeniul reactoarelor nucleare reproducătoare cu neutroni rapizi Japonia continuă lucrările la unitatea pilot Monju.

Noile serii de turbine cu gaze "G" şi "H" ale firmei General Electric

Instalaţii de turbine cu gaze (ITG) din seria "G" ale firmei G.E. reprezintă o perfecţionare a seriei anterioare "F", realizată prin ridicarea temperaturii la camerele de ardere şi îmbunătăţirea răcirii cu aer a pieselor statorice şi a paletajului în zonele foarte fierbinţi. Randamentul în ciclul deschis va atinge 39,5%, iar în ciclu combinat cu instalaţii de turbine cu abur (ITA) recuperatoare, până la 58%. Seria "H" este destinată exclusiv funcţionării în ciclu combinat, răcirea ITG realizându-se cu abur folosit apoi în ciclul ITA: randamentul global va fi în acest caz de 60%.

Prima unitate de tip MS 9001 H, cu turbină cu gaze şi turbină cu abur pe aceeaşi linie de arbori, va fi testată în 1997. G.E. promite că seriile MS 7001 G, MS 9001 G, MS 7001 H şi MS 9001 H vor fi disponibile pentru aplicaţii comerciale înainte de sfârşitul acestui secol.

(Din: Power Engineering Internaţional, iulie/august 1995
Traducerea şi adaptarea dr. ing. Fl. Alexe)

x x x

Agenţia pentru dezvoltare energetică din Bangladesh, a alocat împrumuturile pentru 18 noi proiecte incluzând producerea, transportul şi distribuţia energiei. Guvernul ţării face de asemenea planuri pentru dezvoltarea instalaţiilor existente.

S.U.A.

Companiile de gaz experimentează combustia catalitică.

Compania americană Catalytica Inc, care dezvoltă combustia catalitică cu emisii reduse (Catalytica - Tanaka) pentru turbine cu gaz, a iniţiat un contract cu două firme energetice General Electric (G.E.) şi AESPDI (AES Project Development Inc.). În cooperare cu Tanaka/Kikinzogn Kogio KK, Catalytica va colabora cu G.E. la programul în două etape de dezvoltare a turbinelor cu combustie de gaz natural. Acest proiect va fi finanţat de G.E. Faza a II-a a programului, care implică testări pe scară largă, urmează testărilor preliminare executate în standul complex al G.E.

Catalytica este de asemenea interesată într-un contract cu AESPDI pentru dezvoltarea sistemului în scopul folosirii la turbina Kawasaki MIA - 13, folosită de AESPDI în unităţile mobile de gaz de termoficare. Lucrările vor fi finanţate de AESPDI.

În sistemul de combustie catalitică, combustibilul şi oxigenul reacţionează la suprafaţa catalizatorului, formând gaze fierbinţi de combustie, în locul arderii cu flacără normală. Procesul catalitic este folosit pentru a reduce semnificativ producerea emisiilor de oxid de azot. În prezent, tehnologia injecţiei de abur poate reduce emisia de NO_x la mai puţin de 25 p.p. milion într-o unitate mobilă AESPDI. După cum afirmă compania Catalytica, în condiţii de exploatare ce simulează turbina folosită în sistemul Catalytica - Tanaka, sistemul a demonstrat emisii mai mici de 5 p.p.m. de NO_x, C.O. şi hidrocarburi nearse.

(Din: Modern Power System, nr.2, 1995)

PRELUNGIREA DURATEI DE VIAŢĂ A ECHIPAMENTELOR ENERGETICE PRIN PURIFICAREA ŞI DESHIDRATAREA ULEIULUI

dr.ing. MIHAIL CECLAN
ing. RODICA ELENA CECLAN*

Lucrarea prezintă o sinteză a informaţiilor din literatura de specialitate cu privire la cerinţele de puritate specifice uleiurilor minerale folosite în centralele electrice. Se descriu, de asemenea, metode moderne de purificare şi deshidratare a uleiului.

The paper is a summing up of the information from the specialized literature regarding the purity levels specific to mineral oils used in electric power plants. The modern methods to purify and dehydrate oil are also described.

Descriptori: filtrare fină, purificare ulei, deshidratare ulei

Uleiurile în centrala termoelectrică

Sistemele centralei termoelectrice care utilizează uleiuri minerale ca agent de lubrefiere, răcire, etanşare sau fluid hidraulic sunt:

- sistemul de ulei de ungere al turboagregatului;
- sistemul de reglare a turaţiei (CEH, CMH);
- sistemul de etanşare a statorului generatorului;
- uleiul de transformator;
- mori de cărbune;
- cuplaje hidraulice;
- compresoare de aer;
- grupuri generatoare diesel.

Uleiul aferent sistemelor de mai sus este supus, chiar în condiţii normale de funcţionare, contaminării cu suspensii şi apă. Sursele de contaminare cu suspensii sunt impurităţile rămase în circuitul de ulei în timpul primei montări a acestuia, introduse în timpul reparaţiilor sau cele generate prin pitting. Sursele de contaminare cu apă a uleiului sunt zonele adiacente dintre circuitele abur sau apă şi circuitele de ulei, care nu sunt perfect etanşe faţă de primele.

Corelaţia dintre avariile lagărelor turbinei şi gradul de impurificare a uleiului

O analiză detaliată asupra cauzelor opririlor forţate şi avariilor la turbinele cu abur de mare putere din SUA în anii '80 [1] a arătat că uleiul impurificat constituie cauza principală a opririlor forţate. Din durata totală a opririlor forţate 54% este durata opririlor cauzate de uleiul impurificat.

Pentru a elimina avariile cauzate de starea de impurificare a uleiului, se recomandă [1] ca uleiul din sistemul de lubrifiere al turbinelor cu abur să fie menţinut în clasa de puritate 16/13 (conform ISO 4406).

Pe baza concluziilor de mai sus o societate de producere a energiei electrice din N-E SUA a redus durata opririlor cauzate de avarierea lagărelor turbinelor, aplicând un program de purificare şi deshidratare a uleiului de lubrifiere constând în: reţinerea suspensiilor din uleiurile noi cu ajutorul unor elemente filtrante cu factor de reţinere $\beta_x > 200$; menţinerea uleiului de ungere în clasa de puritate 16/13 prin purificarea şi deshidratarea continuă a acestuia; spălarea circuitului de ulei după reparaţii [2].

Efectul programului de control al purităţii uleiului asupra energiei pierdute (neproduse) din cauza opririlor forţate cauzate de avarierea lagărelor este ilustrat în figura 1. Din figura 1 se desprind următoarele concluzii:

- în perioada de doi ani, când sistemul de ungere era prevăzut cu mijloace de purificare ineficiente (site metalice sau filtre de carton cu factor de reţinere mic β_x = 1.5-2), uleiul avea un mare grad de impurificare (clasa 19/17), iar energia pierdută se cifra la 1200 MWh/an;
- după aplicarea programului de purificare a uleiului, bazat pe filtrarea fină, realizată cu materiale cu factor de reţinere ridicat $\beta_x \geq 200$, a

* Universitatea "Politehnică" din Bucureşti

fost atins gradul de puritate recomandat 16/13, iar energia pierdută s-a redus cu 66% după primul an şi cu 90% după trei ani de aplicare a programului;

- menţinerea purităţii uleiului este o cerinţă esenţială pentru realizarea unui alt obiectiv al producătorilor de echipamente energetice, şi anume prelungirea duratei de viaţă a acestora (tabelul 1).

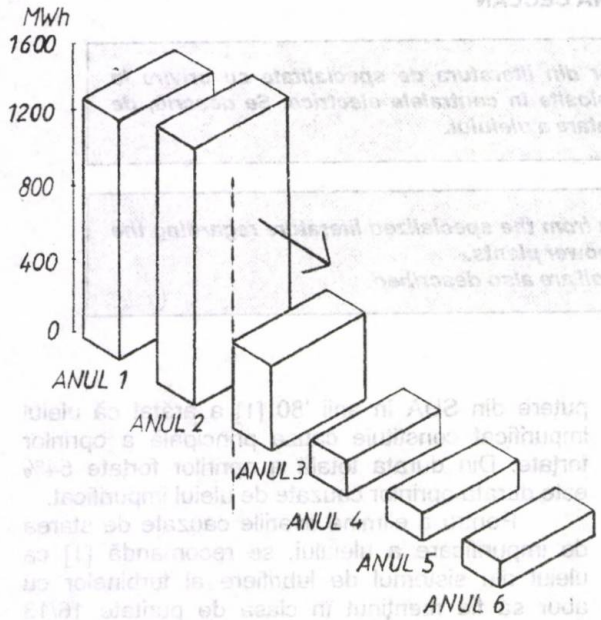


Fig. 1 Energia neprodusă datorită avarierii lagărelor înainte şi după aplicarea programului de purificare a uleiului

Uzura lagărelor ca efect al prezenţei impurităţilor în ulei

Uzura prin frecare a lagărelor turbinei

Particulele solide, cu dimensiuni cuprinse între 5-15 mm, determină deteriorarea instalaţiilor hidraulice şi de ungere, deteriorări care pot produce avarii.

Cercetările asupra fisurilor produse în lagărele turbinei au permis să se stabilească dependenţa dintre frecvenţa avariilor datorate uzurii lagărelor şi durata de exploatare (fig. 2).

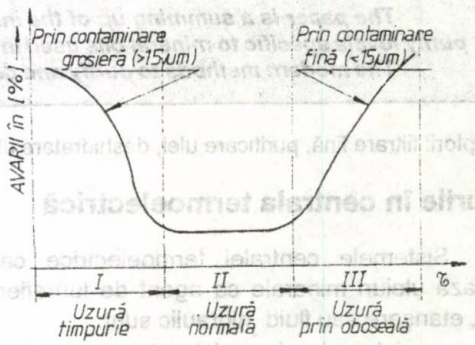


Fig. 2. Corelaţia dintre frecvenţa avariilor şi durata de exploatare.

În raport cu legea de variaţie a frecvenţei avariilor se definesc trei perioade caracteristice de

Tabelul 1

Tendinţe privind echipamentele energetice

Tendinţa	Descriere	Efectele filtrării fine
Cerinţe mai severe pentru puritatea uleiului	Lagărele şi servoventilele turbinei impun niveluri de puritate mai ridicate pentru ulei. Aceste niveluri de puritate nu pot fi atinse cu filtre convenţionale (site metalice sau filtre de carton)	Puritatea necesară a uleiului poate fi atinsă prin utilizarea unor materiale filtrante cu performanţe superioare. Uleiul mai curat va conduce la diminuarea uzurii şi prelungirea vieţii organelor de maşină
Scurtarea timpului de pornire după reparaţii	Spălarea circuitului de ulei al turbinei este o operaţie care necesită mult timp, înaintea repunerii în funcţiune a turbinei	Filtrarea fină permite reducerea duratei de spălare a circuitului de ulei şi atingerea nivelului de puritate cerut, prin utilizarea unor medii filtrante cu factor de reţinere $\beta_x \geq 1000$
Reducerea costurilor de exploatare	În absenţa sistemelor de filtrare fină uleiurile lubrefiante şi hidraulice sunt puternic impurificate, ceea ce conduce la avarierea lagărelor şi la schimbarea uleiului la intervale scurte	Durata de viaţă a uleiurilor lubrefiante şi hidraulice creşte foarte mult dacă sunt menţinute la niveluri de puritate cerute Filtrarea fină îndepărtează particulele metalice care sunt catalizatori în accelerarea oxidării uleiurilor
Creşterea siguranţei şi disponibilităţii maşinilor rotative	Problema exploatării echipamentelor energetice este aceea de a reduce avariile şi opririle forţate şi de a realiza intervale mai lungi pentru întreţinere	Filtrarea fină este metoda disponibiă pentru eliminarea avariilor şi opririlor forţate

exploatare:

♦ Prima perioadă, denumită perioada de uzură timpurie, corespunde intervalului de timp imediat urmator punerii în funcţiune. În acest interval frecvenţa de avarie este, la început foarte ridicată şi scade cu o pantă accentuată. În această perioadă uzura lagarelor este cauzată de suspensii de dimensiuni mari (>15 μm), rămase în circuitul de ulei după prima montare a acestuia.

♦ Perioada a II-a de exploatare, de uzură normală, este caracterizată de o frecvenţă redusă şi relativ constantă a avariilor.

♦ În perioada a III-a de exploatare, este caracteristică uzura prin oboseală, iar frecvenţa avariilor creşte foarte mult. Creştera frecvenţei avariilor este efectul apariţiei fisurilor în compoziţia cuzineţilor. Aceste fisuri duc la oboseala compoziţiei şi ruperea unor particule, devenind surse de impurificare a uleiului cu particule fine.

Mecanismul procesului de uzură prin frecare a lagărelor este ilustrat în figura 3.

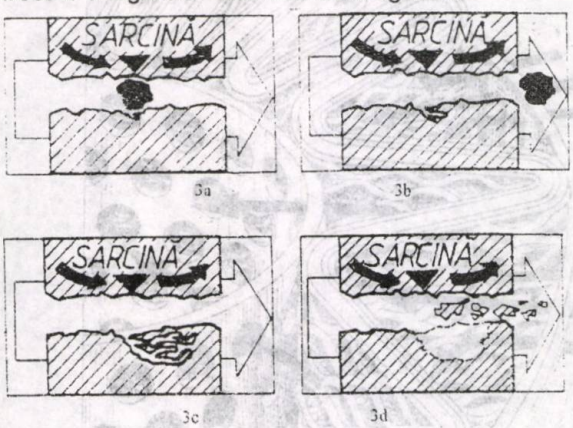


Fig. 3. Oboseala suprafeţei cuzinetului şi generarea de particule fine.

Între două organe de masină, unul fix şi celalalt în mişcare circulară (fig. 3a), se formează un film de ungere elastohidrodinamic care separă cele două suprafeţe total sau parţial. Dacă în fluidul de ungere se află particule mai mari decât grosimea filmului de ungere (0.1-1.0 mm) acestea vor ieşi în afara filmului de ulei şi vin în atingere cu suprafeţele celor două organe de masină.

În acest moment întreaga sarcină (încărcare) se transmite particulei, ceea ce duce la creşterea apăsării pe organul de maşină inferior, în acel punct. Ca urmare, suprafaţa mai puţin dură (cuzinetul) se distruge(fig.3b) în sensul că s-a iniţiat o fisură (ruptură). La fiecare rostogolire ulterioară locul deteriorat va determina o sarcină care se transmite prin filmul de ulei, ceea ce determină o încărcare variabilă a acelui loc. În acelaşi timp începutul de ruptură are o acţiune tăietoare asupra fusului arborelui turbinei. În consecinţă, ruptura se lărgeşte după un numar de cicluri de oboseală (fig. 3c). În cele din urmă se ajunge la ruperea materialului de pe suprafaţa cuzinetului (fig.3c) şi prin aceasta se introduc noi particule de impurităţi în ulei. Mecanismul este cunoscut sub numele de "formarea craterului" sau "pitting". În plus, prin trecerea suspensiilor prin lagăr acestea se macină şi astfel apar suspensiile fine care sunt cauza uzurii în perioada a III-a de exploatare.

Efectele apei în sistemele de ulei

Testele experimentale [3] arată că prezenţa apei în ulei creşte semnificativ sensibilitatea organelor de maşină la uzura prin frecare cauzată de impurităţile mecanice. De asemenea, coroziunea în sistemul de ulei de ungere/reglare este cauzată de prezenţa apei libere şi de formarea aciditătii. Ca efect al coroziunii se generează particule de oxizi de fier, care, antrenate în ulei acţionează ca particule abrazive. Coroziunea poate să slăbească suprafeţele metalice ale fusurilor arborilor turbinei determinând formarea petelor abrazive.

Pe de altă parte, apa accelerează descompunerea uleiului determinând precipitarea aditivilor, formarea acizilor şi nămolului. Aceşti compuşi sunt gelatinoşi şi accelerează mai departe uzura prin frecare.

Dacă se permite existenţa în ulei a apei şi particulelor metalice, creşte viteza de oxidare a uleiului, reducându-i durata de viaţă.

Filtrarea fină-elemente filtrante

Uleiul ultracurat se poate obţine folosind filtre cu factor de reţinere a impurităţilor cât mai mare. Factorul de reţinere a impurităţilor se defineşte în raport cu numărul de particule din 100 ml ulei reţinute la o singură trecere prin filtru (fig. 4), astfel:

β_x= (număr particule mai mari decât x[μm] care intră în filtru)/(număr de particule mai mari decât x[μm] care ies din filtru).

Un material filtrant este cu atât mai eficient cu cât are valori mai mari ale factorului de reţinere β_x (tabelul2).

Tabelul 2

Factorul de reţinere pentru diferite materiale filtrante

Nr. crt.	Materialul	Dimensiunea porilor x[mm]	Factorul de reţinere β_x
1	Sita metalică	Pori elastici; 500	1
2	Pânza de sac	Pori elastici; 1000	1,5
3	Carton	Pori elastici;80	2
4	Mediu filtrant din fibre de sticlă	Pori calibraţi; 1-40	200
5	Mediu filtrant din fibre anorganice	Pori calibraţi; 1-40	1000-10000

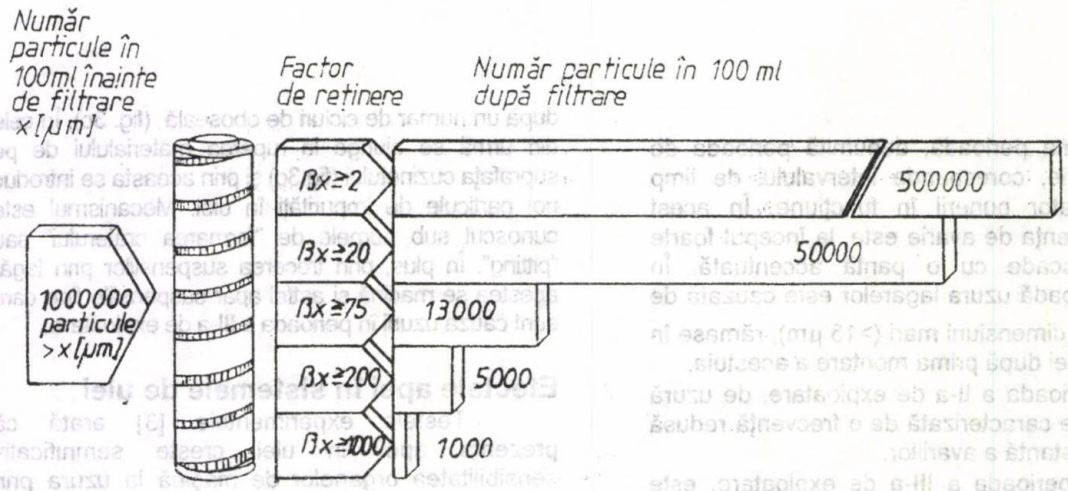


Fig. 4. Numărul de particule ieşite din filtru, la o singură trecere, în funcţie de factorul de reţinere.

Mediul filtrant din fibre anorganice, cu pori calibraţi de formă conică permite obţinerea unor performanţe deosebite: factor de reţinere ridicat pentru particule cu dimensiuni între 1-40 μm, maximizarea retenţiei particulelor şi creşterea duratei de funcţionare a filtrelor.

Considerând că fluidul intră în porii de for-mă conică dinspre baza conului, suprafaţa mai grosieră a mediului filtrant din amonte se comportă ca un prefiltru, capturând particulele mai mari, iar suprafaţa mediului filtrant din aval este un filtru fin.

Mediul filtrant din fibre anorganice este realizat din fibre de diametru mic, ceea ce face ca ponderea volumului porilor în volumul total al materialului să fie mai mare decât la mediile filtrante din fibre de sticlă cu diametre mai mari. Prin urmare, elementele filtrante din fibre anorganice au o durată de funcţionare mai mare şi o eficienţă mai ridicată decât alte medii filtrante disponibile în prezent.

Din punct de vedere constructiv, un element filtrant are forma unui tub cilindric (fig.5), compus din următoarele elemente: 1) înveliş spiral; 2) suport amonte; 3) mediu filtrant; 4) suport aval; 5) structura de rigidizare.

Alegerea mediului filtrant adecvat în funcţie de factorul de reţinere (β_x) şi dimensiunea x [μm] a particulelor se face cu ajutorul diagramei din figura 6. Mediile filtrante care asigură reţinerea suspensiilor de diferite dimensiuni x[μm] şi un factor de reţinere $\beta_x > 200$ sunt simbolizate ca în tabelul 3.

Tabelul 3

Medii filtrante care reţin particulele de mărimea x[mm]

Nr. crt.	Mărimea particulei x[mm]	Factor de reţinere	Mediu filtrant
1	25	$\beta_{25} \geq 200$	KT
2	12	$\beta_{12} \geq 200$	KS
3	6	$\beta_6 \geq 200$	KN
4	3	$\beta_3 \geq 200$	KP
5	< 1	$\beta_{<1} \geq 200$	KZ

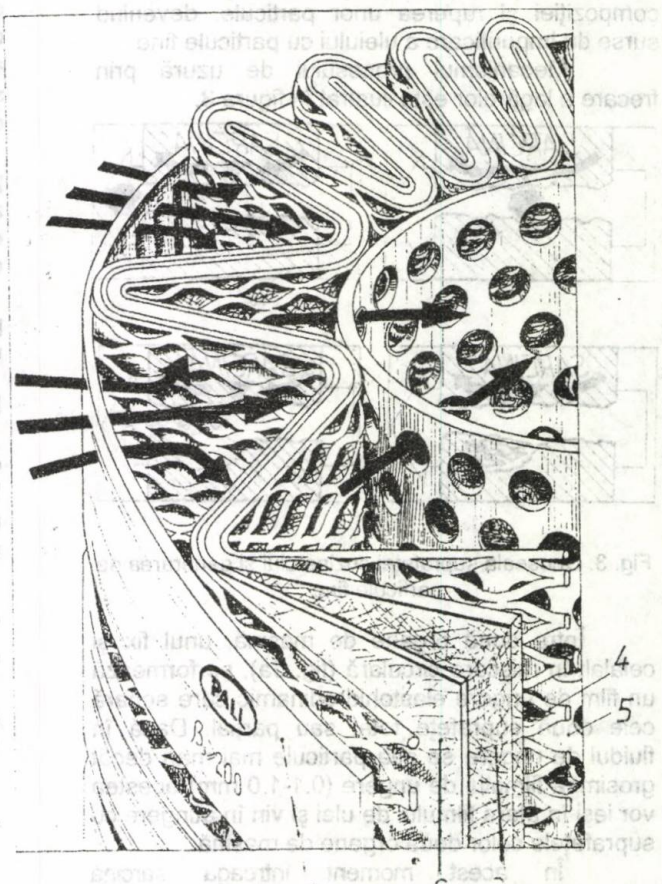


Fig. 5. Elemente constructive ale unui filtru.

Nivelul de puritate recomandat pentru diferite sisteme de ulei şi mediile filtrante, care asigură condiţiile de puritate impuse pentru sistemul respectiv, sunt evidenţiate în figura 7.

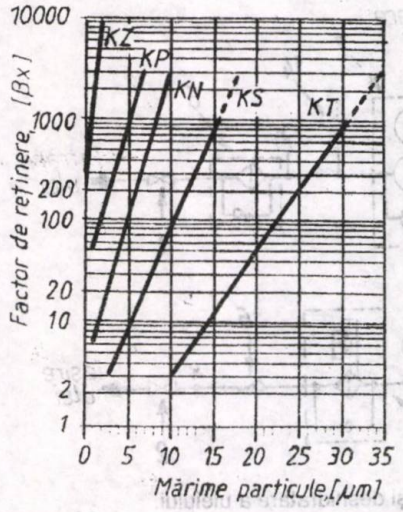


Fig.6. Diagrama de alegere a mediului filtrant.

Sistemele de ulei pentru care se stabilesc condiţiile de puritate în figura 7 sunt:

1) sisteme de ulei miniere şi mobile;

2) de înaltă presiune mobile şi general industriale;

3) sisteme hidraulice proporţionale şi de înaltă presiune;

4) sisteme de ungere;

5) servosisteme.

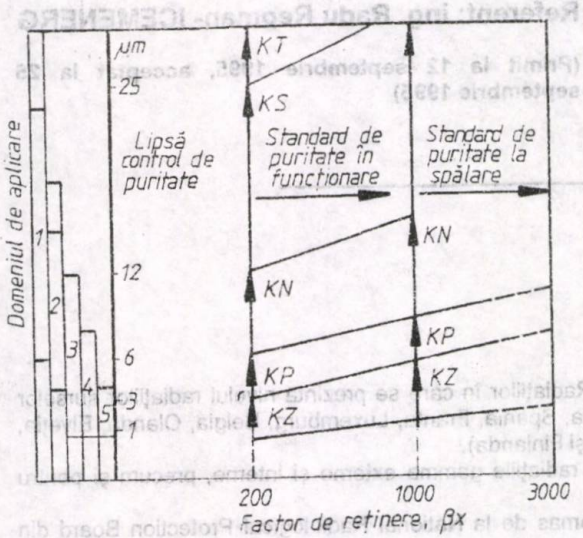


Fig. 7. Niveluri de puritate recomandate pentru diferite sisteme de ulei.

Deshidratarea uleiului

În ulei, apa se poate afla în stare liberă sau dizolvată, aşa cum se arată în figura 8.

Prin procedee ca centrifugare sau coalescenţă se extrage numai apa liberă. În scopul extragerii unei părţi din apa dizolvată se utilizează deshidratarea în vid.

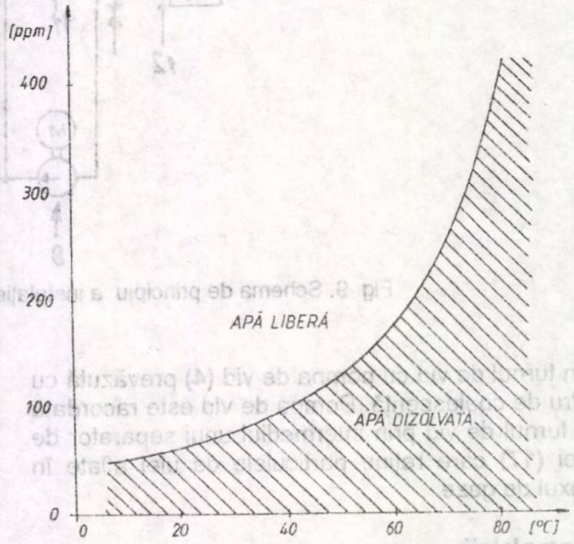


Fig. 8. Solubilitarea apei în funcţie de temperatura uleiului.

Schema unei instalaţii care realizează în acelaşi timp purificarea şi deshidratarea în vid a uleiului este prezentată în figura 9. În continuare, se va analiza numai procesul de deshidratare în vid pentru a evidenţia mecanismul de extragere a apei libere şi până la 80% din apa dizolvată.

În turnul de vid **(3)** se realizează şi se menţine un vid constant. Agentul de deshidratare este aerul. Acesta este aspirat din atmosferă prin filtrul **(9)**, iar apoi se destinde în turnul de vid, mărindu-şi volumul specific de 3-5 ori. Ca urmare, umiditatea relativă a aerului scade cu 60%. În această stare aerul are umiditatea relativă mai mică decât uleiul şi preia apa din ulei. Pentru ca suprafaţa de contact ulei-aer să fie cât mai mare uleiul este distribuit sub formă de peliculă subţire pe inelele Pall-Norton aflate în turnul de vid. În acest mod uleiul se deshidratează, eliminându-se mai întâi apa liberă şi apoi apa dizolvată, până la atingerea unui echilibru între umiditatea relativă a aerului şi uleiului. Conţinutul de apă remanentă în ulei este 20 ppm când conţinutul de apa în uleiul saturat este 100 ppm.

Apa sub formă de vapori şi alte gaze extrase din ulei (oxigen, azot etc.) sunt evacuate

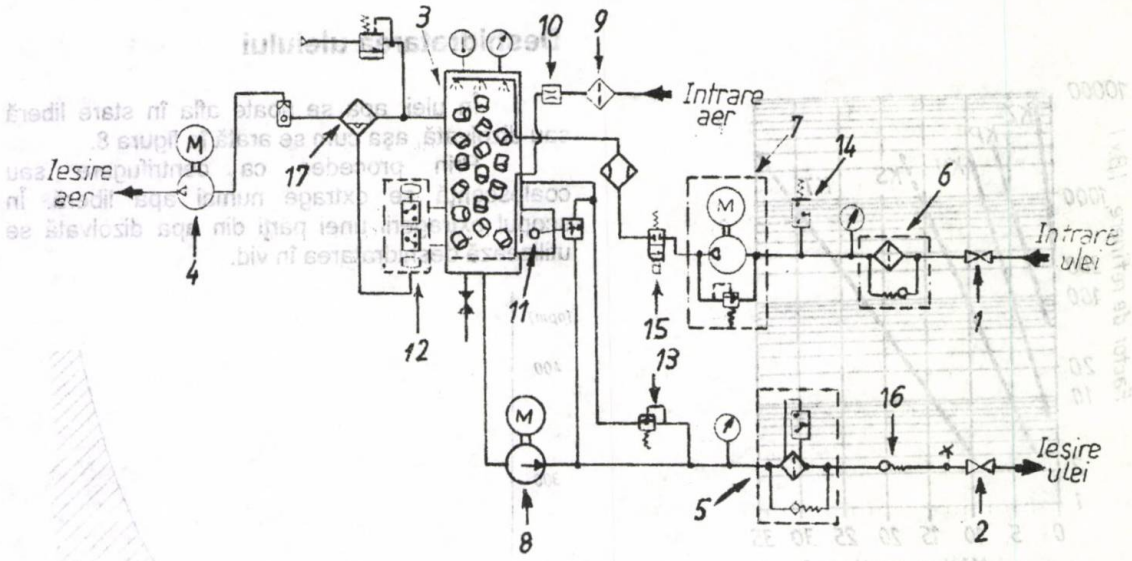


Fig. 9. Schema de principiu a instalaţiei de purificare şi deshidratare a uleiului.

din turnul de vid cu pompa de vid **(4)** prevăzută cu filtru de coalescenţă. Pompa de vid este racordată la turnul de vid prin intermediul unui separator de ulei **(17)** care reţine particulele de ulei aflate în fluxul de gaze.

Concluzii

Metodele moderne de purificare a uleiului (medii filtrante cu factor de reţinere a impurităţilor $\beta_x > 200$) şi de deshidratare în condiţii menajante, cum este deshidratarea în vid moderat - fără distrugerea aditivilor -, permit să se atingă un grad ridicat de puritate a uleiului. Pe această bază se reduce la minimum uzura prin frecare şi se obţine creşterea siguranţei în funcţionare, reducerea duratei opririlor forţate şi prelungirea duratei de viaţă a echipamentelor energetice.

Bibliografie

[1] * * * *Studiul Franklin privind analiza cauzelor opririlor forţate şi avariilor la turbinele cu abur de mare putere în SUA, în perioada 1970-1980,* Energy Power Research Institute, 1981;

[2] * * * *Raportul Centrului de cercetare a energiei,* Universitatea de stat Oklahoma, 1982;

[3] * * * Studiu elaborat de Consolidated Edison Co. of New York, 1985.

Referent: ing. Radu Regman- ICEMENERG

(Primit la 12 septembrie 1995, acceptat la 25 septembrie 1995)

Informaţii

Comisia Comunităţilor Europene a publicat un Atlas al Radiaţiilor în care se prezintă nivelul radiaţiilor surselor naturale în 17 ţări din Europa (Regatul Unit, Irlanda, Portugalia, Spania, Franţa, Luxemburg, Belgia, Olanda, Elveţia, Italia, Germania, Austria, Grecia, Danemarca, Norvegia, Suedia şi Finlanda).

Hărţile atlasului prezintă date pentru radiaţiile cosmice, radiaţiile gamma externe şi interne, precum şi pentru radon, principalele cauze ale expunerii umane.

Lucrarea este întocmită de grupul Green, Hughes şi Lomas de la National Radiological Protection Board din Regatul Unit.

(Din: IAEA Bulletin, vol, 37, nr. 3, 1995, pg. 51, Austria)

PLASTICS INJECTION TECHNOLOGY, VARIANT MIXED -POLY-FLEX - AN ICEMENERG - EXPERIMENTED ORIGINAL CONCEPTION OF PLASTICS DESIGN AND MANUFACTURE

Petre Ioan Polescu, Senior Research Engineer ICEMENERG, Bucharest
Amalia Polescu, Student, Faculty of Power Engineering, Bucharest

The paper presents an original technological research study which has been successfully experimented in ICEMENERG upon designing and manufacturing the plastic products or micro-products Y(MT).

To experiment the MIXED-POLY-FLEX tehnological patterns of plastics injection there have been used:

- the technical system POLY-FLEX die/injection machine, with the following desing variants MY/N:
  - * MY3/M with commutable moulding of plastic items;
  - * MY4/M with multi-commutable moulding of plastic micro-items;
  - * MY5/M with mixed - commutable moulding of plastic intems;
- the technical sub-systems POLY-FLEX work post/injection die, with the following experimental supply sub-variants PY/MY:
  - * PY/MY3 with selective supply distribution;
  - * PY/MY4 with multi-selective injection distribution;
  - * PY/MY5 with mixed-selective supply distribution.

The MIXED-POLY-FLEX injection technology experimented in ICEMENERG is comprising 6 Romanian invention patents. These inventions allowed to make flexible, multi-flexible, mixed-flexible or super-flexible the injection stages within the work kinematic diagram of the moulds MY1, MY2, ..., MY6.

The plastics injection technology POLY-FLEX requires utilisation of the invented distributors DX/Y for **selective** injection, which are **uncombined** in the desing and **flexible** supply of the work posts PY. The injection technology POLY-FLEX can be designed and experimented with the following work variants:

- central injection distribution with upper **uncombined** commutation (DC/S);
- central injection distribution with lower **uncombined** commutation (DC/I);
- central injection distribution with intermediate **uncombined** commutation (DC/IN);
- lateral injection distribution with upper **uncombined** commutation (2 DL/S);
- lateral injection distribution with lower **uncombined** commutation (4 DL/S);
- lateral injection distribution with intermediate **uncombined** commutation (3 DL/IN).

The SUPER-POLY-FLEX plastics injection technology is the **multi**-selective and **multi**-flexible distribution technique of dies supply. The kinematic diagrams of **multi**-commutable plastics injection can be designed and experimented with many constructive combinations of the invented DX/Y distributors.

The injection technology SUPER-POLY-FLEX has the following work variants:

- multi-selective distribution of multi-commutable injection with:
  - * combined upper supply (DC/S + 2 DL/S);
  - * combined lower supply (DC/I + 2 DL/I);
  - * combined intermediate supply (DC/IN + 2 DL/IN);
- multi-selective distribution of multi-commutable injection with:
  - * central-upper supply combined with the lateral lower one (DC/S + 2 DL/I);
  - * central-lower supply combined with the lateral upper one (DC/I + 2 DL/S);
  - * central-intermediate supply combined with the lateral upper one (DC/In + 2 DL/S);
  - * multi-flexible distribution of multi-commutable injection like DC/S + 2 DL/S + 2 DL/I, etc.

* The MIXED-POLY-FLEX plastics injection technology is the mixed-selective and mixed-flexible mixed-combination between the supply systems NON-POLY-FLEX with POLY-FLEX and SUPER-POLY-FLEX.

Regardless of the utilised and experimented work technology, the MIXED-POLY-FLEX SUPER-

POLY-FLEX or POLY-FLEX injection technique provide mixed-selective, multi-selective or mechanical-**un**ordering supply for the commutation of the invented distributors DX/Y.

The future technique of plastics injection is under licensing with OSIM (State Office for Inventions and Marks) by the main author, and it is a technology of **super**-selective, **super**-flexible, mechanical-ordering distribution for **super**-commutation of the DX/S distributors (central DC/Y, lateral DL/Y, upper DX/S, lower DX/I, or intermediate DX/IN).

The paper provides the following theoretical conceptual features:

* It makes use of a new and original terminology (e.g.: commutation, mixed-commutation);

* It utilises a new and original technological encoding (e.g.: MY, MT, SL);

* It is an original contribution to the re-phrasing of the injection theory as compared to the physical system of the die (e.g.: **non**-selective, half-selective, multi-selective, mixed-selective, mixed-**non**-selective and super-selective distribution);

* It proposes the first experimental system of injection processes classifying according to original criteria of technological flexibility (e.g.: conventional, half-conventional, commutable, multi-commutable, mixed-commutable, mixed-**non**-comutable, and super-commutable injection);

* It represents an original contribution to the making flexible of the injection stages, supply networks, dies work kinematic diagrams (e.g.: **un**flexible, half-flexible, mixed-flexible, super-flexible, ...);

- It proposes, for the first time, a complex design, experiment and manufacture relationship for the injected plastic items, like:

MY(A, B, C, ...) + MY(MT/M)

MT(A, B, C, ...) = MT(SL, FX, RE, TY, DX/Y, NX/Y, PY, LY, ZY, Y/YO, M) where:

M is the symbol of the plastics injection machine;

MY - (conventional, half-conventional, ...) injection die;

MT - (commutable, multi-commutable, ...) technological injection pattern;

SL - (unflexible, ...) injection kinematic diagram;

FX - (**non**-commutable, half-commutable, ...) injection phase;

RE - (**non**-selective, mixed-selective, ...) supply network;

TY - connection elements of injectable mass transfer;

DX/Y - invented mechanical-selective distributor, **un**ordering the injection;

NX/Y - supply node of the injection lines or micro-lines;

PY - injection post of the moulding die;

LY - moulding cavity of the injection die;

ZY - available or **un**available active moulding zone;

Y - theoretical injected plastic item;

Yo - execution drawing of the injected item Y;

A, B, C, ... - various kinds of plastic items injected on the same POLY-FLEX die (POLY = POLESCU).

From the technical, functional, technological, economic, constrictive, competitive, aesthetic and efficient multi-phase injection dies utilisation points of view, the paper is characterised by the following creative design elements:

- **mixed**-constructive ingenuity in designing the MY dies;

- **mixed**-commutable inventiveness in designing the technological patterns MT;

- **mixed**-flexible originality in designing the diagrams SL;

- **mixed**-selective novelty in designing the RE networks;

- technological inventiveness of the TY elements **mixed**-combining;

- technical originality in **mixed**-positioning the PY posts;

- novelty in the **mixed**-operation of DX/Y distributors;

- novelty in the **mixied**-re-designing of the supply nodes NX/Y;

- competitiveness of the **mixed**-recovery of posts PY, **mixed**-recapitalisation of LY cavities, and **mixed**-reutilisation of certain active zones ZY;

- profitableness in the injection **mixed**-moulding of NON-POLY-FLEX items, with the following variants of technological **re**-designing:

* conventional one-phase one-type-piece;

* conventional one-phase multi-type-piece;

* half-conventional multi-phase multi-type-piece;

* conventional multi-phase **mixed**-constrictive insignificant multi-type-piece.

Utilisation of the invented Polescu technology, variant MIXED-POLY-FLEX for **mixed**-commutable injection moulding of plastic item,

leads to the following technical-economic advantages:

* Constructive and functional optimisation of the elements MT, SL, RE, FX, TY, ... , DX/Y;

* Making available certain injection machines;

* Making flexible the technical system die/injection machine;

* Making flexible the technical **sub** - system PYI injection machine;

* Economic efficiency of the conception, desing, experiment, homologation and flexible plastic items manufacture processes;

* Re-profiling certain NON-POLY-FLEX injection dies;

* Sensible reduction of the electricity consumption;

* Recovery, re-capitalisation and re-utilisation of certain available, half-available or **mixed**-available active moulding zones;

* Significant reduction of the physical effort required to handle, centre, adjust and fasten the POLY-FLEX dies on the injection machine plates (marging 2, 3 or more NON-POLY-FLEX dies into one mixed-commutable die);

* Updating the mixed-positioning systems of posts PY, the mixed-supply of LY cavities, and the mixed-distribution of nodes NX/Y.

Figure 1 shows a mixed-commutable and mixed-phase kinematic diagram of mixed-flexible plastics injection.

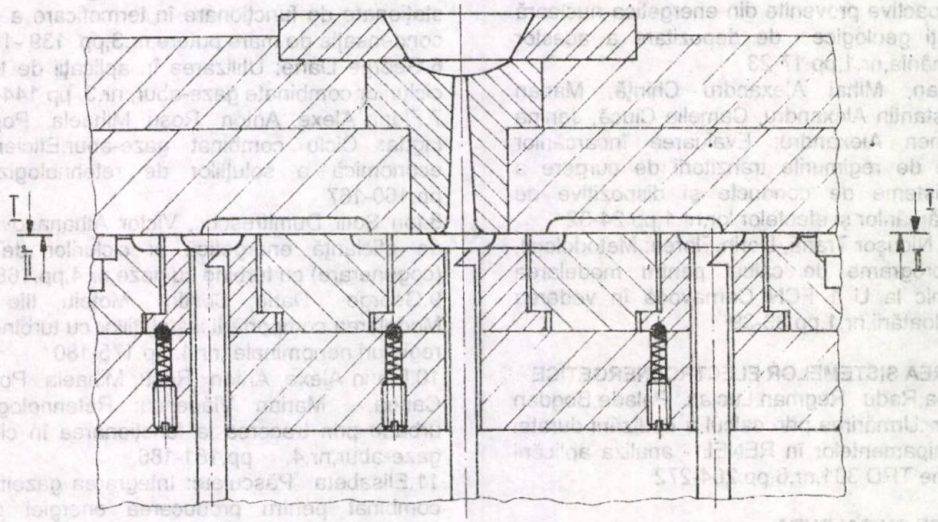


Fig.1

BIBLIOGRAFIE

[1] Polescu, I.P., Polescu, A. *SUPER-POLY-FLEX A Original Recycling Technology for Plastics Injection Dies.* Conference RECYCLE'94, Davos, Switzerland, Mar.14 - 18, 1994.

[2] Polescu, I.P., Polescu, A. *Original Contribution to the Modernising and Making Flexible of the Conventional Polymers Injection Technology (POLY-FLEX-Commtable).* Latin-American Polymer Symposium'94, Gramado City, Brasil. Sept.4 - 8, 1994.

[3] Polescu, I.P. şi colectiv. *Matriţe de injectare multifazică asistate de calculator (cerere de brevete nr.147734 şi 147735).* Al II-lea Salon Internaţional al Investiţiilor, Cercetării şi Transferului tehnologic, INVENTICA'94, 14 - 18 septembrie, Iaşi, 1994.

[4] Polescu, I.P., Polescu, A. *The Invented Kinematic Diagrams of Plastics Selective Injection, a Modern and Original Technology of Plastics Items Manufacture Experimented in ICEMENERG,* Energetica, 43, nr.1-A, 1995.

[5] Polescu, I.P. *Tehnologia multifazică flexibilă POLY-FLEX de formare prin injectare selectivă comutabilă sau multicomutabilă a maselor plastice (Tehnologie românească de vârf pentru export).* TIB'91, Târgul Internaţional Bucureşti, 10-17 octombrie, Bucureşti, 1991.

CUPRINSUL GENERAL AL REVISTEI ENERGETICA,SERIA A ,PE ANUL 1995

I . EDITORIALE

1.Florin Alexe:Masă rotundă "Aplicaţii energetice ale tehnologiilor nucleare",nr.1,pp.3-4

2.Dumitru Cezar Ionescu : Editorial,nr.2,p.55

3.Victor Athanasovici: Situaţia şi perspectivele producerii combinate de energie electrică şi termică în România,nr.3,p.107

4.Anton Roşu: Masa rotundă"Sistem de conversie termodinamică cu turbine cu gaze şi cicluri combinat gaze - abur",nr.4,p.159

5. Radu Opincaru, Radu Regman: Prelungirea duratei de viaţă şi modernizarea instalaţiilor energetice, nr.6, p.263

II . CENTRALE NUCLEAROELECTRICE

1.Marius Peculea:Tehnologia românească pentru separarea apei grele ,nr.1,pp.5-16

2.George Barariu,Ion Durdun: Strategia de gestionare a deşeurilor radioactive provenite din energetica nucleară şi particularităţi geologice de depozitare a acestor deşeuri în România,nr.1,pp.17-23

3.Viorel Şerban, Mihai Alexandru Chiriţă, Marian Androne, Constantin Alexandru, Camelia Ciucă, Janina Bădară, Carmen Alexandru: Evaluarea încărcărilor dinamice date de regimurile tranzitorii de curgere a fluidelor în sisteme de conducte şi dispozitive de reducere a încărcărilor şi efectelor lor,nr.1,pp.24-32

4.Florin Alexe, Nicuşor Trană, Dorin Florea: Metodologii, algoritmi şi programe de calcul pentru modelarea circuitului termic la U 1 FCN Cernavodă în vederea optimizării exploatării,nr.1,pp.33-39

III. DEZVOLTAREA SISTEMELOR ELECTROENERGETICE

1.Teodor Popa,Radu Regman,Lucian Palade,Bogdan Popescu -Vifor :Urmărirea prin calcul a epuizării duratei de viaţă a echipamentelor în RENEL - analiza aplicării normei germane TRD 301,nr.6,pp.264-272

IV . ALIMENTARE CU CALDURA

1. Nicolae Niculescu,Nicolae David:Proiect demonstrativ privind eficienţa aplicării tehnologiilor moderne în transportul şi distribuţia căldurii pentru o zonă de consum urban alimentată dintr-un sistem de termoficare,nr.2,pp56-67

2.Victor Athanasovici:Randamentul energetic global de producere,transport şi distribuţie a căldurii,nr.2,pp.68-74

3.Alexandru-Valeriu Binig,Nicolaos Limnios,Dumitru Cezar Ionescu,Doina Binig:Analiza continuităţii în alimentare şi performabilităţii pentru o relaţie furnizor-consumator de căldură folosind teoria sistemelor "Failure-Delay" , nr.2, p.75-82

4.Nicolae Niculescu,Mihaela Stan, Angela Bădulescu,Dorinel Voicheci:Aspecte privind integrarea schimbătoarelor de căldură cu plăci în sistemele de alimentare centralizată cu căldură,nr.2, pp.83-88

5.Victor Athanasovici,Ion Sotir Dumitrescu,Roxana Pătraşcu,Cristian Ciucaş:Modelarea regimurilor hidraulice nenominale stabilizate ale ansamblurilor punctelor termice,nr.2,pp.89-96

6.Victor Athanasovici,Ion Sotir Dumitru, Dragoş Paraschiv:Defalcarea cheltuielilor unei centrale electrice de termoficare cu abur,între ceie două forme de energie produse,nr.2,pp.97-100

V . CENTRALE TERMOELECTRICE

1.Nicolae Niculescu, Angela Bădulescu, Daniela Cristescu, Ion Sotir Dumitrescu: Condiţii de eficienţă pe termen mediu a diferitelor soluţii de alimentare cu căldură, nr.3,pp. 110 - 118

2.Victor Athanasovici, Ion Sotir Dumitrescu, Răzvan Dupleac: Model complex de analiză tehnico-economică pentru determinarea soluţiei optime de alimentare cu căldură,nr.3,pp.119 - 128

3.Constantin Popescu, Dan Golliciu, Alexandru Mihăiţă: Repartiţa optimă a sarcinii termice pe agregate la CET Craiova II,nr.3,pp. 129 - 133

4.Dan Goliciu, Irina Săndulescu, Niculina Predescu, Constantin Grigorescu: Analiza consumului de combustibil în centrale cu producere combinată de energie electrică şi termică,nr.3, pp.134 - 138

5.Florin Alexe, Mihaela Popescu, Lucian Palade, Melania Cozea: Modelarea regimurilor nenominale staţionare de funcţionare în termoficare a grupurilor de condensaţie de mare putere,nr.3,pp. 139 -143

6.George Darie: Utilizarea în aplicaţii de termoficare a ciclurilor combinate gaze-abur, nr.3, pp.144-152

7.Florin Alexe, Anton Roşu, Mihaela Popescu, Silvia Ligda: Ciclu combinat gaze-abur.Eficienţa tehnico-economică a soluţiilor de retehnologizare, nr.4 , pp.160-167

8.Ion Sotir Dumitrescu , Victor Athanasovici: Indicatori de eficienţă energetică ai ciclurilor de termoficare (cogenerare) cu turbine cu gaze,nr.4,pp.168-174

9.George Darie, Costin Moţoiu, Ilie Prisecaru: Modelarea comportării instalaţiilor cu turbine cu gaze în regimuri nenominale ,nr.4, pp.175-180

10.Florin Alexe, Anton Roşu, Mihaela Popescu, Dana Canea, Marian Vlădescu: Retehnologizarea CET urbane prin trecerea la funcţionarea în ciclu combinat gaze-abur,nr.4, pp.181-186

11.Elisabeta Păsculete: Integrarea gazeificării în ciclu combinat pentru producerea energiei electrice,nr.4, pp.187-195

12.Mihaela Dupleac: Instalaţii de turbine cu gaze cu amestec de fluide,nr.4,pp.196-20

13.Liana Turcu :Metode de prognozare a duratei de viaţă a tubulaturii cazanelor energetice, nr.6, pp. 273 - 279

14. Daniel Bogdan : Parametrii definitorii pentru evaluarea siguranţei în exploatare a discurilor turbinelor cu abur,nr.6,pp.288 - 294

VI .PROTECŢIA MEDIULUI

1.Liana Turcu, Aurelia Stanciu: Metalografia nedistructivă, metodă pentru expertizarea şi diagnosticarea materialelor din componenţa utilajelor energetice,nr.5 , pp.211-218

2.Anton Roşu, Liviu Dragoş, Simona-Louise Voronca, Cătălin Flueraru, Silvia Ligda: Aplicarea tehnologiei de ardere în strat fluidizat la cazanele energetice româneşti,nr.5,pp. 219 - 222

3.George Barbu, Marcela Roşu: Utilizarea materialelor plastice în construcţia lagărelor aferente turbinelor hidrogeneratoarelor ,nr.5, pp. 223 - 227

4.Ion Bănică, Hortensia Maioru:Tehnici de eliminare a tensiunilor reziduale din zonele de tranziţie a mandrinării

şi sudării ţevilor în plăcile tubulare ale generatoarele de abur - sistem microbilaj ,nr.5,pp. 228 - 231
5.Iuliana Niculae, Mihaela Lăzărescu, Livia Rancu, Cătălin Stan, Marius Bădănău, Laurenţiu Oprea: Sistem deschis de conducere a proceselor energetice,nr.5, pp.232 - 236
6.Mircea Beldiman: Creşterea eficienţei sistemelor de alimentare cu căldură prin reducerea pierderilor din reţelele de transport şi distribuţie ,nr.5 , pp.237-244
7.Dan Constantinescu: Proceduri de identificare a caracteristicilor termice ale componentelor circuitului secundar în scopul reabilitării energetice a sistemului de încălzire prin termoficare,nr.5, pp. 245 - 253

VII..CHIMIA IN ENERGETICA
1.Constantin Neaga,Lucian Mihăilescu,Theodor Prisecaru,Ionel Pîşa:Influenţa variaţiei puterii calorifice a combustibilului de proiect asupra temperaturii cazanelor de ardere la ieşirea din focar,nr.6,pp.280 - 287
2. Mihail Ceclan, Rodica Elena Ceclan :Prelungirea duratei de viaţă a echipamentelor energetice prin purificarea şi deshidratarea uleiului,nr.6,pp.295 - 300

VIII . RECENZIE
1.Călin Mihăileanu:World Energy Council "New Renewable Energy Resources - A Guide to the Future",nr.1,pp.42-43
2.Călin Mihăileanu: Walt Patterson "Power from the Plants.The Global Implications of New Technollogies from Electricity from Biomass,nr.1,pp.43-44
3.Costin Moţoiu: Radu Moţoiu "Ingineria calităţii", nr.2,p.67
4.Marina Andrian: Chadbum, R. "Opportunities for Combined Heat and Power în Europe (Perspectivele sistemelor de producere combinată de energie electrică şi termică în Europa), nr.3,p.153
5.Marin Ştefan: Robert Loudon (Cadogan Consultants and Rendel Palmer & Tritton of Scotland) Power Generation in South East Asia (Producerea energiei electrice în Asia de Sud-Est) MDIS Reports. May 1994, nr.3,p. 154
6.Lia Bejuscu: Raportul grupului de consultanţi Cadogan publicat în MDIS Publications Limited "Power Generation Companies in Europe" ,nr.5,pp. 244, 254
7.Eugeniu Pavel: N. Leonăchescu " Premise istorice ale tehnicii moderne româneşti",nr.5,pp.257

IX . MANIFESTĂRI TEHNICO-ŞTIINŢIFICE
1.Dumitru Ivas:Zilele academice ieşene,nr.2,p.74,82
2.Florin Munteanu:Third International Conference on Power Quality "End-Use Applications and Perspectives PQA' 94",nr.2,pp.101-102

X . ISTORIA ENERGETICII
1.Petru Columbeanu:Prima lucrare românească în care se tratează problemele de ansamblu ale energeticii,nr.1,pp.40-41

XI .DIN ENERGETICA MONDIALĂ, nr.4, p.174, nr.6,p.294

XII . DIN ENERGETICA ROMÂNEASCĂ
1.Paul Cartianu: Lucrări de referinţă în energetică, nr.1,pp.41-42

XIII . INFORMAŢII
1.Anton Roşu:Aplicarea sistemului internaţional al unităţilor de măsură,nr.1, p.45
2.Ce este UNIPEDE?, Ce este UIE?, Ce este IEA?, nr.1,p.50
3.Cristian Răducanu: Eficienţa energetică în Marea Britanie,nr.4,pp.205
4. x x x nr.5,p.257,p.258

XIV . INVENŢII
1.Petre Ioan Polescu,Amalia Ioana Polescu:Diagrame cinematice originale ale injecţiei selective de materiale plastice - o tehnică modernă şi originală de fabricaţie a maselor plastice, experimentată în ICEMENERG,nr.1,pp.46-48
2. Petre Ioan Polescu, Amalia Polescu: Plastics injection technology, variant mixed -POLY-FLEX - an icemenerg - experimented original conception of plastics design and manufacture, nr.6, pp. 301 - 303

XV . DE PERSONIS
1.Ion Bărbulescu,Ştefan Gusti,Gabriel Poenaru: "Alexandru Valeriu Chirsanov",nr.1,p.49

INDICELE ALFABETIC AL AUTORILOR ARTICOLELOR APARUTE IN REVISTA ENERGETICA, SERIA A, PE ANUL 1995

Alexandru Carmen,nr.1,p.24 (II.3.)
Alexandru Constantin,nr.1,p.24 (II.3.)
Alexe Florin,nr.1,p.3(I.1.),nr.1,p.33(II.4.),nr.3, p.139 (IV.5.), nr.4,p.160 (IV.7.),nr.4,p.181 (IV.10.)
Andrian Marina,nr.3,p.153 (VI.4.)
Androne Marian,nr.1,p.24 (II.3.)
Athanasovici Victor,nr.2,p.68 (IV.2.),nr.2,p.89 (IV.5.), nr.2,p.97(IV.6.),nr.3,p.107(I.3.),nr.3,p.119I(V.2.),nr.4, p.168 (V.8.)
Bararíu George,nr.1,p.17 (II.2.)
Barbu George,nr.5,p.223 (VI.3)
Bădară Jeanina,nr.1,p.24 (II.3.)
Bădănău Marius,nr.5,p.232 (VI.5.)
Băduiescu Angela,nr.2,p.83 (IV.4.),nr.3,p.110 (V.1.)
Bănică Ion,nr.5,p.228 (VI.4.)
Bărbulescu Ion,nr.1,p.49 (XV.1.)
Bejuscu Lia,nr.5,p.244 (VIII.6.)
Beldiman Mircea,nr.5,p.237 (VI.6.)

Binig Alexandru,nr.2,p.75 (IV.3.)
Binig Doina,nr.2,p.75 (IV.3.)
Bogdan Daniel ,6,p.288 (V.14.)

Canea Dana,nr.4,p.181(V.10.)
Cartianu Paul,nr.1,p.41 (XII.1)
Ceclan Mihail,nr.6,p.295 (VII.2.)
Ceclan Rodica,nr.6,p.295 (VII.2.)
Chiriţă Mihai Alexandru,nr.1,p.24 (II.3.)
Ciucaş Cristian,nr.2,p.89 (IV.5.)
Ciucă Camelia,nr.1,p.24 (II.3.)
Columbeanu Petru,nr.1,p.40 (X.1.)
Constantinescu Dan,nr.5,p.245 (VI.7.)
Cozea Melania,nr.3,p.139 (V.5.)
Cristescu Dan,nr.3,p.110 (V.1.)

Darie George,nr.3,p.144(V.6.),nr.4,p.175(V.9.)
David Nicolae,nr.nr.2,p.56 (IV.1.)
Dragoş Liviu,nr.5,p.219 (VI.2.)
Dumitrescu Ion Sotir, nr.2,p.89 (IV.5.),nr.2,p.97 (IV.5.),nr.3,p.110 (V.1.)
Dupleac Mihaela,nr. 4,p.196 (V.2.)
Dupleac Răzvan,nr.3,p.111 (V.2.)
Durdun Ion,nr.1,p.17 (II.2.)

Florea Dorin,nr.1,p.33 (II.4.)
Flueraru Cătălin ,nr.5,p.219 (VI.2.)

Goliciu Dan,nr.3,p.129(IV.3.),nr.3,p.134 (V.4)
Grigorescu Constantin,nr.3,p.134 (V.4.)
Gusti Ştefan,nr.1,p.49 (XV.1.)

Ionescu Dumitru Cezar,nr.2,p.55 (I.2.),nr.2,p.75 (IV.3.)
Ivas Dumitru,nr.2,p.,74 (IX.1.)

Lăzărescu Mihaela,nr.5,p.232 (VI.5.)
Ligda Silvia,nr.4,p.160 (V.7.),nr.5,p.219 (VI.2.)
Limnios Nicolaos,nr.2,p.75(III.3.)

Maioru Hortensia,nr.5,p.228 (VI.4.)
Marin Stefan,nr.3,p.154 (VIII.5.)
Mihăileanu Călin,nr.1,p.42(VIIII1.),nr.1, p.43(VIII.2.)
Mihăiscu Lucian,nr.6, p.280 (VI.1.)
Mihăiţă Alexandru,nr.3,p.129 (V.3.)
Moţoiu Costin,nr.2,p.67 (VIII.3.),nr.4,p.175 (V.9.)
Munteanu Florin,nr.2,p.101 (IX.2.)

Neaga Constantin,nr.6,p.280 (VI.1)
Niculae Iuliana,nr.5,p.232 (VI..5.)
Niculescu Nicolae, nr.2, p.56 (IV.1.), nr.2, p.83 (IV.4.), nr.3, p.110 (V.1.)

Oprea Laurenţiu,nr.5,p.232 (VI..5.)
Opincaru Radu, nr.6, p. 263 (I. 5.)

Palade Llucian, nr.3, p.139 (V..5.), nr.6,p.264 (III.1.)
Paraschiv Dragoş,nr.2,p.97 (IV.6.)
Pavel Eugeniu,nr.5,p.257 (VIII.7.)
Păsculete Elisabeta,nr.4,p.187 (V.11.)
Pătraşcu Roxana,nr.2,p.89 (IV..5.)
Peculea Marius,nr.1,p.5 (II.1.)
Pîşa Ionel,nr.6,p. 280 (VI.1.)
Poenaru Gabriel,nr.1,p.49 (XV.1.)
Polescu Amalia Ioana,nr.1,p.46 (XIV.1.), nr.6, p.301 (XIV. 2.)
Polescu Petru Ion, nr.1,p.46 (XIV.1.) nr.6, p.301 (XIV. 2.)
Popa Teodor,nr.6,p. 264 (III.1.)
Popescu Constantin,nr.3,p.129 (V.3.)
Popescu Mihaela, nr.3, p.139 (V.5.), nr.4 ,p.160 (V.7.),nr.4,p.181 (V.10.)
Popescu-Vifor Bogdan,nr.6,p. 264 (III.1.)
Predescu Niculina,nr.3,p.134 (V.4.)
Prisecaru Ilie,nr.4,p.175 (V.9.)
Prisecaru Theodor,nr.6,p. 280 (VII.1.)

Rancu Livia,nr.5,p.232 (VI.5.)
Răducanu Cristian,nr.4,p.20 (XIII.3.)
Regman Radu, nr.6, p. 263 (I.5.), nr.6,p. 264 (III.1.)
Roşu Anton, nr.4,p.159 (I.4.) ,nr. 4, p.160(V.7.),nr.4, p.181 (V.10.), nr.5, p.219 (VI.2.), nr.1,p.45 (XIII.1.)

Stan Mihaela,nr.2,p.,83 (IV.4.)
Săndulescu Irina,nr.3,p.134 (V.4.)
Stanciu Aurelia,nr.5,p.232 (VI.1.)
Stan Cătălin,nr.5,p.232 (VI..5.)

Şerban Viorel,nr.1,p.24 (II.3.)

Trană Nicuşor,nr.1,p.33 (II.4.)
Turcu Liana,nr.5,p.211 (VI.1.),nr.6,p. 273 (V.13.)

Vlădescu Marian,nr.4,p.181 (V.10)
Voicheci Dorinel,nr.2,p.83 (IV.4.)
Voronca Simona-Louise,nr.5,p.219 (VI.2.)

SOMMAIRE

RADU OPINCARU, RADU REGMAN : Méthodes de prévision de la durée de vie de la tubulure des chaudieres 263
TEODOR POPA, RADU REGMAN, LUCIAN PALADE, BOGDAN POPESCU-VIFOR: La surveillance par le calcul de la fin de vie du matériel électrique appartenant a la RENEL: l'analyse de l'application de la norme allemande TRD 301 264 - 272
LIANA TURCU: Méthodes d'estimation de la durée de vie de la tubulure des chaudieres énergétiques 273 - 279
CONSTANTIN NEAGA, LUCIAN MIHĂESCU, THEODOR PRISECARU, IONEL PÂŞA: L'influence de la variation du pouvoir calorifique du combustible standard sur la température des chaudieres a la sortie du foyer 280 - 287
DANIEL BOGDAN: Les parametres marquants pour évaluer la sécurité en service des disques des turbines a vapeur 288 - 294
MIHAIL CECLAN, RODICA ELENA CECLAN: Le prolongement de la vie du matériel électrique par la purification et la déshidratation de l'huile 295 - 300

L'ENERGIE DANS LE MONDE 294

INFORMATIONS 279, 300

INVENTIONS 301 - 303

Sommaire general de la revue ENERGETICA, serie A, 1995 304 - 305
Index alphabetique des auteurs des articles publues dans la revue ENERGETICA, seria A, en 1995 305 - 306

CONTENTS

RADU OPINCARU, RADU REGMAN: Life-time prediction methods for the boiler piping 263
TEODOR POPA, RADU REGMAN, LUCIAN PALADE, BOGDAN POPESCU-VIFOR: Computation of the RENEL's equipment life-time exaustion-analysis of the German TRD 301 standard application 264 - 272
LIANA TURCU: Forecasting methods of the energy boilers tubines life-time 273 - 279
CONSTANTIN NEAGA, LUCIAN MIHĂESCU, THEODOR PRISECARU, IONEL PÎŞA: Influence of the project fuel heat power variation on the flue boilers temperature at the furnace output 280 - 287
DANIEL BOGDAN : Characteristic parameters for estimating the operational safety of steam turbines disks 288 - 294
MIHAIL CECLAN, RODICA ELENA CECLAN: Prolongation of the energy equipment life-time by oil purification and dehydration 295 - 300

ENERGY WORLDWIDE 294

NEWS 279, 300

INVENTIONS 301 - 303

General contents of the ENERGETICA review, serie A, for 1995 304 - 305

Alphabetic index of the authors of articles published by the ENERGETICA review, serie A, for 199 305 - 306

INHALT

RADU OPINCARU, RADU REGMAN : Vom herausgeber 263
THEODOR POPA, RADU REGMAN, LUCIAN PALADE, BOGDAN POPESCU-VIFOR: Rechnergestuetzte Ueberwachung der Lebensdaurerschoepfung von KW-Anlagen der RENEL - eine Anwendungsanalyse der deutschen Norm TRD 301 264 - 272
LIANA TURCU : Eine Methode zur Vorhersage der Lebensdauer der KW-Dampferzeugerberohrung 273 - 279
CONSTANTIN NEAGA, LICIAN MIHĂESCU, THEODOR PRISECARU, IONEL PÎŞA: Der Einfluß der Projekt-Heizwertschwankung des Brennstoffes auf die Rauchgastemperatur am Feuerraumaustritt 280 - 287
DANIEL BOGDAN: Bestimmende Parameter fuer die Einschaetzung der Zuverlaessingkeit der Dampfurbinenscheiben im Betrieb 288 - 294
MIHAIL CECLAN, RODICA ELENA CECLAN: Verlaengerung der Lebensdauer der KW-Ankagen durch Reinigung und Entwaesserung des Schmieroeles 295 - 300

DIE ENERGIEWIRTSCHAFT WELTWEIT 294

INFORMATIONEN 279 , 300

ERFINDUNGEN 301 - 303

Gesamter inhalt zeitschrift ENERGETICA, serie A, erscheinungsjahr 1995 304 - 305
Alphabetische abfuhrung der autoren, deren artikel in - den serie A der zeitschrift ENERGETICA, 1995, erschuenen sind 305 - 306

СОДЕРЖАНИЕ

РАДУ ОПИНКАРУ, РАДУ РЕГМАН: Методы прогнозирования жизнеспособности трибопроводов энергетических котлов 263
ТЕОДОР ПОПА, РАДУ РЕГМАН, ЛУЧИАН ПАЛАДЕ, БОГДАН ПОПЕСКУ ВИФОР : Наблюдение, через вычисления, истощения долговечности оборудования в RENEL - анализ применения немецкого норматива TRD 301 264 - 272
ЛИАНА ТУРКУ : Метод прогнозирования долговечности трубопроводов котлов 273 - 279
КОНСТИТИН НЕАГА , ЛУЧИАН МИХЭЕСКУ, ТХЕОДОР ПРИСЕКАРУ, ИОНЕЛ ПЫША: Влияние вариации теплотворности топлива, предусмотренного в проекте, на температуру котлов на выходе из топки 280 - 287
ДАНИЕЛ БОГДАН : Основные параметры для оценки безотказности дисков паровых трбин 288 - 294
МИХАИЛ ЧЕКЛАН, РОДИКА ЕЛЕНА ЧЕКЛАН : Продление долговечности энергетического оборудовния через очиску и обезвоживание масла 295 - 300

ИЗ МИРОВОЙ ЭНЕРГЕТИКИ 294

ИНФОРМАЦИИ 279, 300

ИЗОБРЕТЕНИЯ 301 - 303

Общее содержавие журнала ЭНЕРГЕТИКА, серия А, на 1995 год 304 - 305
Алфавитый указатель авторов статьей, опубликованных в журнале ЭНЕРГЕТИКА, серия А, на 1995 год 305 - 306

INFORMÁCIÓS KÖNYVTÁR 1033 ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖZPONT ÉS

IN ATENTIA AUTORILOR DE LUCRARI
PENTRU PUBLICARE IN REVISTA ENERGETICA

ATENTIE

Autorii de lucrări sînt rugaţi să consulte şi să respecte prevederile:

"Regulamentului de funcţionare al revistei ENERGETICA" (ultima ediţie publicată în EN. 42-1994 nr. 5A) şi

"Indreptarului pentru întocmirea şi prezentare lucrărilor propuse a fi publicate în revista ENERGETICA" (EN. 40 - 1992 nr. 1A şi 3B).

In mod special se cere :

☞ ca în partea iniţială a lucrării

- să se precizeze stadiul rezolvării în lume şi în ţară a problemei discutate, cu referinţe la bibliografie
- să se scoată în evidenţă contribuţia originală a autorului(ilor) care se dezvoltă în lucrare

☞ ca în cuprins să se facă trimiteri la bibliografie acolo unde este necesar, evitîndu-se prezentările şi demonstraţiile elementare sau foarte cunoscute, existente în alte lucrări

☞ bibliografia să fie consistentă şi reprezentativă

Extras din Regulamentul de funcţionare al revistei ENERGETICA

Art. 27. Redacţia este angajată într-o relaţie cu autorul (autorii) unei lucrări, din momentul depunerii şi înregistrării acesteia. Din acelaşi moment, se consideră implicit că autorul (autorii) este (sunt) de acord cu prevederile Regulamentului de funcţionare a revistei, precum şi cu alte norme aprobate de Colegiul de redacţie sau de Biroul de redacţie. Redacţia revistei analizează, cu ajutorul specialiştilor colegiului, conţinutul lucrării şi decide, prin aprobarea redactorului-şef, fie publicarea în revistă, fie înapoierea acesteia pentru refacere, fie neacceptarea publicării acesteia. Lucrarea se prezintă în două exemplare, din care unul se păstrează ca martor în redacţie, iar al doilea circulă pentru recenzare, pentru eventuale modificări etc.

Martorul se păstrează în redacţie doi ani de la publicare, după care se distruge sau se înapoiază autorilor la cererea lor.

Romania
RENEL
Romanian Electricity Authority

MINISTRY of INDUSTRIES

MINISTRY of RESEARCH and TECHNOLOGY

ICEMENERG

ROMANIAN NATIONAL COMMITTEE of the WORLD ENERGY COUNCIL

Every 2 years we organize the most important event of the Romanian power engineering community with the benefit of an international participation

NATIONAL ENERGY CONFERENCE - CNE '96

September 2-5, 1996
Neptun, ROMANIA

"Improving Energy Efficiency in a Transition Economy"

CONFERENCE SECTIONS

1. Energy Policies and Strategies. Financing of energy industries.
2. Clean and Efficient Fossil Fuel Technologies. Renewables.
3. Rehabilitation/Retrofitting of Energy Facilities :
   a) electric power plants
   b) networks
4. Nuclear Energy.
5. Predictive and Preventive Maintenance Technologies for Energy Equipment.
6. Management and Process Information Systems.
7. Environment Conservation.
8. Energy Uses.

In the Program:

- Plenary session and sections
- Poster sessions
- Round tables
- Screening of technical and advertising films
- Exhibition
- Associated events :

a) *"Balkan Energy Industries. Trends and Goals"* Symposium
b) USA - Romania Seminar on *"Technical and Economic Impacts of Open Transmission Systems"*
c) Meeting of the Central and East European Group of the WEC - W/E Program

1996 JAN 04

Further information and documentation available from :

the CNE '96 Secretariat
c/o ICEMENERG
8, Energeticienilor Blvd.
79619 Bucharest 3, Romania
Tel : + 401 321 44 65
Fax : + 401 321 44 65
+ 401 321 10 10

Contact persons :
Mr Corneliu Stefanescu / Mrs Justina Nicolau

With the kind support of :
Synergy Programme (DGXVII) of EC
USAID through USEA's UPP